

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR

ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE ABDERRAHMANE MIRA BEJAIA

FACULTE DE TECHNOLOGIE

DEPARTEMENT DE GENIE MECANIQUE

MEMOIRE

Présenté pour l'obtention du diplôme de

MASTER

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Installations Energétiques et Turbomachines

Par :

HAOUALI Moussa

HAMMA Mouad

Thème

Simulation numérique de la convection mixte dans une cavité carrée avec un cylindre chauffé tournant.

Soutenu le 14/06/2023 devant le jury composé de:

Mr.SAHLA

Président

Mr.HAMDLM

Rapporteur

Mr.HAMICLN

Examineur

Année Universitaire 2022-2023

Remerciements

On remercie dieu le tout puissant de nous avoir donné la santé, le courage et la volonté de faire ce modeste travail.

*D'abord, On tient à remercier vivement notre encadreur **Mr M. HAMDI** pour la qualité de son encadrement, sa patience, sa disponibilité et pour nous avoir guidé le long de la réalisation de ce travail.*

*On remercie également **Mr. A. SAHI** qui nous a fait l'honneur d'accepter la présidence de jury et **Mr.N. HAMICI** d'avoir accepté de faire partie du jury et d'examiner notre travail.*

On tient à remercier toute l'équipe pédagogique de l'université de Bejaia et les intervenants responsables de notre formation.

On remercie chaleureusement nos familles et nos amis

Par Moussa et Mouad

Dédicaces

Je dédie ce travail...

À...

Ma très chère mère, pour tous ses sacrifices, son amour, sa tendresse, son soutien et ses prières qui m'ont éclairé le chemin tout au long de mes études

« Que Dieu la garde »

À la mémoire de mon cher père que Dieu l'accueille dans son vaste paradis

Une exceptionnelle personne, ma source de joie, qui m'a toujours encouragé et qui a

été toujours à mes côtés ma grande sœur Lamia.

Mon adorable petite sœur Lina.

Ma moitié, ma force, mon désir, ma fiancée Hanane

Tous mes amis particulièrement Wassim et Yanis.

*Et Surtout mon binôme **Mouad***

A moi-même, pour avoir enduré et surpassé les obstacles durant mon parcours

scolaire.

Moussa

Mes très chers parents pour leurs soutien, encouragement et toutes leurs sacrifices

durant toute ma formation universitaire

« Que Dieu les protège »

Mes chers frères Omar et Lamine

Mes adorables sœurs Romila, Linda et Yamina

Une personne exceptionnelle R.Kamilia

Mme.L. CHEFFAR qui a toujours étaient là quand j'ai eu besoin d'elle

*Mon binôme **Moussa** pour sa collaboration à la réalisation de ce travail*

Tous mes amis et tous ceux qui m'aime de près ou de loin

Moi-même, pour avoir enduré et surpassé les obstacles durant mon parcours scolaire.

Mouad.

Sommaire

Remerciements	i
Dédicaces	ii
Sommaire	iii
Liste des figures	v
Liste des tableaux	vi
NOMENCLATURE	vii
Introduction générale	1

Chapitre I : Généralités et Recherche Bibliographique

I.1	Introduction	- 3 -
I.2	Type de transfert de chaleur	- 3 -
I.2.1	Conduction.....	- 3 -
I.2.2	Rayonnement	- 4 -
I.2.3	Convection	- 4 -
I.3	Recherche bibliographique	- 5 -
I.3.1	Etude antérieur sur la convection mixte dans des cavités carrées ventilé.....	- 5 -
I.3.2	Etudes Antérieurs sur la convection mixte dans des cavités avec obstacles.....	- 8 -
I.3.3	Etudes antérieurs sur la convection mixte dans des cavités avec des cylindres	- 12 -
I.4	Conclusion	- 18 -

ChapitreII :Position du problème et formulation mathématique

II.1	Introduction	- 19 -
II.2	Géométrie	- 19 -
II.2.1	Schéma du problème	- 19 -
II.2.2	Les hypothèses simplificatrices.....	- 20 -

II.3	Equations gouvernants du problème.....	- 20 -
II.3.1	Forme dimensionnelle des équations	- 20 -
II.3.2	Forme adimensionnelle des équations :	- 21 -
II.3.3	Les nombres sans dimension :.....	- 23 -
II.4	Méthode Numérique	- 24 -
II.4.1	Principe de la méthode des volumes finis	- 24 -
II.5	Conclusion	- 25 -
Chapitre:III:Résultats et discussions		
III.1	Introduction	- 26 -
III.2	. Choix de maillage	- 26 -
III.3	. Validation du code de Calcul :	- 27 -
III.4	. Résultats et discussions	- 29 -
III.4.1	Influence de la vitesse de rotation du cylindre	- 30 -
III.4.2	Influence du sens inverse de la vitesse de rotation du cylindre	- 33 -
III.4.3	Influence de la position du cylindre dans la cavité	- 36 -
III.4.4	. Influence de la variation du diamètre du cylindre	- 40 -
III.4.5	Influence du nombre de cylindre dans la cavité.....	- 43 -
III.5	Conclusion	- 45 -
Conclusion général.....		47
Références bibliographies.....		- 49 -
Annexe A.....		51
Résumé/Abstract.....		52

Liste des figures

Figure I.1 : schéma de différents types de transfert de chaleur.....	- 3 -
Figure I.2 : Configuration géométrique [1].....	- 6 -
Figure I.3 : Géométrie étudiée [2].....	- 6 -
Figure I.4 : Configuration étudiée [3].....	- 7 -
Figure I.5 : Configuration appropriée [4].	- 8 -
Figure I.6 : schéma de problème considéré et système de coordonnées [5].	- 8 -
Figure I.7 : Schéma du problème examiné et les coordonnées de système [6].....	- 9 -
Figure I.8 : Modèle physique [7].	- 9 -
Figure I.9 : Géométrie d'une cavité munie d'un bloc isotherme posé au milieu [8].	- 10 -
Figure I.10 : géométrie du problème [9].	- 10 -
Figure I.11 :géométrie du problème pour la cavité ventile [10].	- 11 -
Figure I.12 :représentation schématique du domaine de calcul ainsi que des conditions aux limites [11].	- 11 -
Figure I.13 :Diagramme schématique du problème physique [12].....	- 12 -
Figure I.14 : Diagramme schématique du problème considéré [13].....	- 13 -
Figure I.15 :Schéma approprié [14].	- 13 -
Figure I.16 : Configuration schématique du modèle considère avec coordonnées et conditions aux limites [15].....	- 14 -
Figure I.17 :configuration des cylindres et de l'enceint [16].....	- 15 -
Figure I.18 : schéma approprié [17].....	- 15 -
Figure I.19 :Géométrie et conditions aux limites de la cavité [18].	- 16 -
Figure I.20 :Géométrie du problème [19].	- 17 -
Figure I.21 :Modèle physique [20]	- 17 -
Figure II.1 : Géométrie de problème	- 19 -
Figure III.1 : L'influence du maillage sur le nombre de Nu moyen.....	- 27 -
Figure III.2 : comparaison des lignes de la fonction de courants et les isothermes.	- 28 -
Figure III.3 : comparaison des lignes de la fonction de courants et les isothermes.	- 29 -
Figure III.4 : L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les fonctions de courant pour $Ri=1$	- 31 -
Figure III.5 : L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les isothermes.....	- 32 -

Figure III.6: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différentes vitesses de rotation.	- 33 -
Figure III.7 : L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les fonctions de courant pour $Ri=1$	- 34 -
Figure III.8 : L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les isothermes	- 35 -
Figure III.9: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différentes vitesses de rotations.	- 36 -
Figure III.10 : L'influence de la position de cylindre sur les fonctions de courants avec $Ri=1 ; \Omega=0.1$	- 38 -
Figure III.11: L'influence de la position de cylindre sur les isothermes avec $Ri=1 ; \Omega=0.1$	- 39 -
Figure III.12 : Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différentes positions.....	- 40 -
Figure III.13 : L'influence de la position de cylindre sur les fonctions de courants	- 41 -
Figure III.14: L'influence de diamètre de cylindre sur les isothermes $Ri=10 ; \Omega=0.1$	- 42 -
Figure III.15: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différents diamètres de cylindre.	- 43 -
Figure III.16 : L'influence de nombre de cylindre sur les fonctions de courants avec $Ri=10$ et $\Omega=0.1$	- 44 -
Figure III.17 : L'influence de nombre de cylindre sur les isothermes avec $Ri=10$ et $\Omega=0.1$.-	- 44 -
Figure III.18: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différents nombres de cylindre.	- 45 -

Liste des tableaux

Tableau III-1 : Les caractéristiques thermodynamique de l'air.....	- 26 -
Tableau III-2 :Le nombre de Nusselt moyen d'après [14] et le présent travail le longe de la paroi chaude.	- 27 -

NOMENCLATURE

Symboles	Définition	Unité (SI)
C_p :	Chaleur spécifique à pression constante	$(J.kg^{-1}.K^{-1})$
q :	Flux de chaleur	$(W.m^{-2})$
g :	L'accélération de pesanteur	$(m.s^{-2})$
H :	Hauteur de la cavité	(m)
h :	Coefficient d'échange par convection	$(W.m^2.K^{-1})$
h_0 :	La hauteur d'entrée et de sortie de la cavité	(m)
D :	Diamètre de cylindre	(m)
S :	Aire de la surface de contact solide/fluide	(m^2)
k :	Conductivité thermique dimensionnelle	$(W.m^{-1}.K^{-1})$
k^* :	Conductivité thermique adimensionnelle	$(-)$
n :	Désigne l'une des direction x ou y	$(-)$
Nu :	Nombre de Nusselt	$(-)$
Nu_m :	Nombre de Nusselt moyen	$(-)$
P :	Pression	(Pa)
P_0 :	Pression atmosphérique	(Pa)
T_0 :	Température ambiante	(K)
T_c :	Température froide	(K)
T_f :	Température chaude	(K)
T_p :	Température de la surface du solide	(K)
T_∞ :	Température du fluide loin de la surface du solide	(K)
U :	Composante adimensionnelle horizontale de la vitesse	$(-)$
u :	Composante dimensionnelle horizontale de la vitesse	$(m.s^{-1})$

V :	Composante adimensionnelle vertical de la vitesse	(-)
v :	Composante dimensionnelle vertical de la vitesse	(m.s ⁻¹)
Ω :	Vitesse de rotations adimensionnelle	(-)
ω :	Vitesse angulaire	(rad.s ⁻¹)
u ₀ :	Vitesse d'entrée	(-)
x ₀ :	Coordonné horizontale	(m)
y ₀ :	Coordonné vertical	(m)
X :	Coordonnée horizontale cartésienne adimensionnelle	.
x :	Coordonnée horizontale cartésienne dimensionnelle	(m)
Y :	Coordonnée vertical cartésienne adimensionnelle	.
y :	Coordonnée vertical cartésienne dimensionnelle	(m)

Symboles grecs

θ :	Température adimensionnelle	(-)
α :	Diffusivité thermique	(m ² .s ⁻¹)
β :	Coefficient d'expansion thermique à pression constante	(K ⁻¹)
λ :	Conductivité thermique	(W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
φ :	Flux de chaleur transmis par convection	(W)
μ :	Viscosité dynamique	(Kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)
ν :	Viscosité cinématique	(m ² .s ⁻¹)
ρ :	Masse volumique	(kg.m ⁻³)
ρ ₀ :	Masse volumique à T ₀	(kg.m ⁻³)
ΔT _{ref} :	Température de référence	(K)
ω :	Vitesse angulaire	(rad/s)

Groupements adimensionnels

Pr :	Nombre de Prandtl	(-)
Re :	Nombre de Reynolds	(-)
Ri :	Nombre de Richardson	(-)
Gr :	Nombre de Grashof	(-)

Introduction Générale

Introduction Générale

Le transfert de chaleur par convection mixte dans les espaces confinés est devenu un sujet d'étude classique notamment attirant surtout dans la dernière décennie. Les développements de la convection mixte dans les cavités carrées sont trop nombreux et trouvent des applications industrielles et des phénomènes naturels dans plusieurs domaines qui incluent les échangeurs de chaleurs, les centrales thermique, les centrales nucléaires, le refroidissement des composants électroniques, etc.

Pour réaliser ces études on utilise considérablement deux méthodes : Simulation numérique (méthode numérique) et pratique (expériences de laboratoire). Malgré l'expérimentation laboratoire est très importante elle reste moins exploitée à cause du cout élevé du matériel utilisé et la difficulté de réalisation. La simulation numérique reste la moins couteuse et la plus utilisable, et grâce de l'évolution de l'informatique dans ces dernières décennies a permet une amélioration des programmes pour bien comprendre le phénomène de convection.

Bien que les échanges thermiques se manifestent sous diverses formes Rayonnement, conduction et convection, Cette dernière est la plus visée dans plusieurs domaines bien spécifiés. La convection mixte est un phénomène très compliqué car elle dépend de plusieurs paramètres tel que la géométrie du problème étudié, la nature du fluide, la nature de l'écoulement ...etc.

Dans ce présent travail nous intéressons sur la simulation numérique de la convection mixte dans une cavité carrée avec un cylindre tournant chauffée au sein de la cavité. L'écoulement est supposé laminaire et le fluide est l'air. On analysera particulièrement l'influence de la vitesse de rotation, la position, le diamètre et le nombre de cylindre.

Faisons suite à cette introduction générale le présent travail est structuré en trois chapitres. Le premier chapitre est consacré pour les généralités sur les différents types de transfert de chaleur, ainsi une synthèse bibliographique des différents travaux qui ont traités ce type de phénomène.

Dans le second chapitre, nous présentons la configuration géométrique du problème à étudier ainsi que le modèle mathématique des différentes équations de l'écoulement, les

hypothèses simplificatrices et les conditions aux limites appropriées. Ensuite, nous établissons les équations adimensionnelles et nous définissons les principales grandeurs adimensionnelles caractérisant l'écoulement et le transfert de chaleur. Puis, nous avons présenté brièvement les méthodes numériques de résolution et la méthode des volumes finis pour discrétiser les équations régissant le problème.

Le troisième chapitre contient une validation du modèle qui est effectué au moyen d'une comparaison avec des études disponibles dans la littérature. Il contient des résultats des calculs effectués en vue de déterminer l'influence de la vitesse de rotation, le diamètre, position et nombre de cylindre sur la structure de l'écoulement et le transfert de chaleur.

Enfin, nous terminons notre étude avec une conclusion générale.

Chapitre I
Généralités & Recherche
Bibliographique

Généralités et Recherche Bibliographique

I.1 Introduction

Le transfert de chaleur ou bien le transfert thermique, c'est le processus d'échange d'énergie sous forme de chaleur entre des objets ou des milieux de températures différentes, c'est un transfert irréversible. Deux objets de même température sont dits qu'ils sont en équilibre thermique, si c'est dans le cas contraire l'objet le plus chaud transfère de la chaleur pour l'objet le plus froid. Ce processus se produit selon les trois modes : Conduction, Convection et Rayonnement.

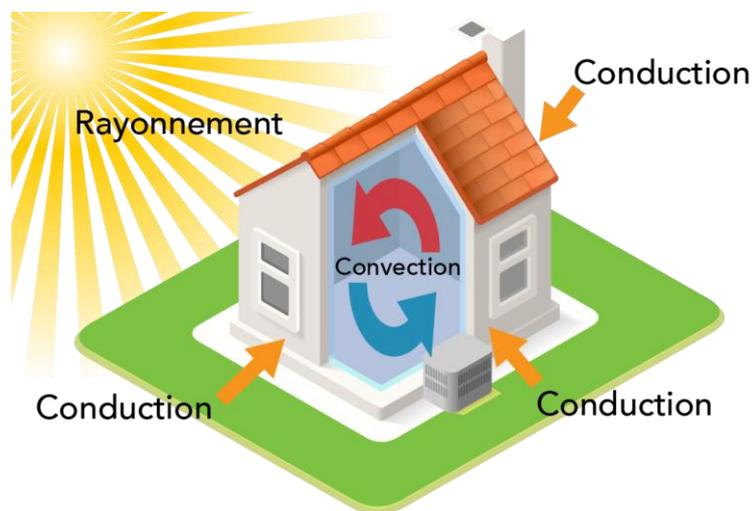


Figure I.1 : schéma de différents types de transfert de chaleur.

I.2 Type de transfert de chaleur

I.2.1 Conduction

C'est un mode de transfert d'énergie entre deux zones de même milieu par des températures différentes ou entre deux milieux en contact sans mouvement de la matière à l'échelle microscopique. C'est un phénomène irréversible analogue au phénomène de diffusion. D'après la Loi de Fourier, Dans les fluides (liquides et gaz) ce transport d'énergie résulte au niveau microscopique de l'anisotropie de la fonction de distribution des vitesses. Dans les solides, la conduction thermique est assurée conjointement par les électrons de conduction et par les vibrations du réseau cristallin.

- **Loi de fourrier**

La densité de flux thermique traversant la couche est proportionnelle au gradient de température est :

$$q = -\lambda S \Delta T \quad (\text{I.1})$$

I.2.2 Rayonnement

Le transfert thermique par rayonnement vient de l'émission thermique des corps. Les particules dont sont formés les corps émettant de l'énergie électromagnétique dans l'infrarouge. Cette énergie radiante permet le transfert de chaleur à partir de la matière et surtout dans le vide, le seul mécanisme de transfert de chaleur est le rayonnement. Par exemple, le soleil émis un ensemble des ondes électromagnétique qui s'étend de l'ultraviolet à l'infrarouge le plus proche.

I.2.3 Convection

C'est un processus de transfert de chaleur qui met en jeu un échange d'énergie par déplacement de la matière à l'échelle macroscopique. Ce mode de transfert se produit dans les milieux des fluides en écoulement ou entre les parois solides et les fluides en mouvement. Ce mécanisme de transfert est régi par la loi de Newton. La convection peut être en trois modes : naturelle, forcée et mixte.

Le flux de chaleur mis en jeu s'écrit alors d'après la loi de Newton :

$$\varphi = hS (T_p - T_\infty) \quad (\text{I.2})$$

φ : Flux de chaleur transmis par convection (W).

h : Coefficient de transfert de chaleur par convection ($\text{W}/\text{m}^2 \text{ K}$).

T_p : Température de la surface du solide (K).

T_∞ : Température du fluide loin de la surface du solide (K).

S : Aire de la surface de contact solide/fluide (m^2).

a) Convection naturelle

Le phénomène de la convection naturelle (ou libre) est un mécanisme de la mécanique des fluides dans laquelle le mouvement de fluide se produit par la différence de densité entre les particules chaudes et celle froides existante dans un fluide, les mouvements sont dus aux

variations de la masse volumique soumis au champ de la pesanteur. La mise en mouvement de fluide n'est pas due aux causes extérieures.

b) Convection forcé

Le mouvement du fluide est une conséquence des forces extérieure (des actions) imposées, (par exemple : chauffage centrale avec accélérateur, les pompes, le vent, etc.). Ce type de transfert est plus rapide que dans le cas de la convection naturelle. En convection forcée, la poussée d'Archimède est négligeable devant les forces servant à mettre le fluide en mouvement. En conséquence, l'intensité de transfert thermique par convection forcée sera en liaison directe avec le régime de mouvement de fluide.

c) Convection mixte

C'est un phénomène de transfert de chaleur qui se produit à partir du couplage de la convection naturelle et la convection forcée, c'est-à-dire les deux modes sont présents en même temps. Ce processus de transfert de chaleur peut se réaliser dans plusieurs domaines tels que la cuisson des aliments et le refroidissement des outils électroniques.

On peut déterminer la nature de type de convection à partir du nombre adimensionnel de Richardson (Ri) qui est le rapport du nombre de Grashof (Gr) sur le carré du nombre de Reynolds(Re^2).

- Si $\frac{Gr}{Re^2} < 0.1$ La convection forcée est dominante.
- Si $\frac{Gr}{Re^2} > 10$ La convection naturelle est dominante.
- Si $0.1 < \frac{Gr}{Re^2} < 10$ La convection mixte est dominante.

I.3 Recherche bibliographique

Plusieurs études importantes ont été réalisées en convection mixte à cause de la facilité de sa réalisation, son efficacité et moins couteuse. Dans ce qui va suivre on s'intéresse qu'aux travaux relatifs avec la convection mixte.

I.3.1 Etude antérieur sur la convection mixte dans des cavités carrées ventilées

K. Bouarour et al. [1] ont réalisé une simulation numérique de la convection mixte turbulente dans une cavité ventilée par la méthode des volumes finis. Le transfert thermique est étudié selon les paramètres suivants : la position, les dimensions des deux ouvertures d'entrée

et de sortie d'air, la paroi verticale gauche est portée à une température constante (T_p) supérieure à celle de l'air ambiant et les autres parois sont supposé adiabatique. Les résultats obtenus montrent que la variation du transfert de chaleur exprimé par le nombre du Nusselt moyen, en fonction du nombre de Richardson chute brusquement quand la convection forcée est dominante ($0.1 \leq Ri \leq 1$). Cependant pour des valeurs importantes du nombre de Reynolds ($Ri \geq 5$), celui-ci diminue d'une manière monotone et linéaire.

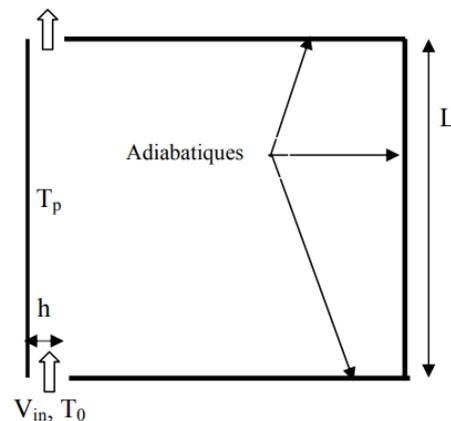


Figure I.2: Configuration géométrique [1].

Safi et Lot [2] ont étudiés numériquement la convection mixte dans une cavité bidimensionnelle ventilée à l'aide d'une décharge chauffée. Le transfert thermique a été étudié en fonction des nombres de Reynolds, de Peclet et de Richardson. Ils ont montré que l'écoulement dépend fortement des nombres de Richardson et Peclet, la stratification se produit lorsque le nombre de Richardson est égal à 1.

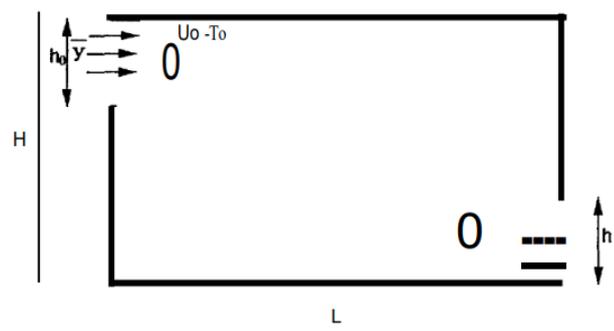


Figure I.3: Géométrie étudiée [2].

Abdelghani Raji et al [3] ont étudié numériquement la convection mixte laminaire dans une cavité rectangulaire ventilée et soumise à un flux de chaleur constant sur l'une des parois verticales. La distribution de température et le taux de transfert de chaleur sont examinés pour

des différents nombres de Rayleigh et Reynolds. D'après les résultats obtenus dans leurs simulations concernant la ventilation à co-courant permettent de retenir que l'effet de la convection naturelle persiste pour toute la gamme de nombres de Reynolds considérée, dès que Ra est supérieur à 10^5 . L'étude de l'évolution de Nu montre que ce paramètre présente un maximum pour un nombre de Reynolds critique Re , qui décroît linéairement avec Ra .

Le phénomène de stratification de la température, qui a été prouvé pour des cas d'injection à contre-courant, est pratiquement inexistant dans le cas des configurations HB et HH, ou l'injection du fluide se fait à co-courant. Finalement, il résulte de cette étude que la configuration HH conduit et des températures moyennes généralement plus élevées que celles de la configuration HB, avec un art maximum de 96,45 % obtenu pour $Ra = 10^6$.

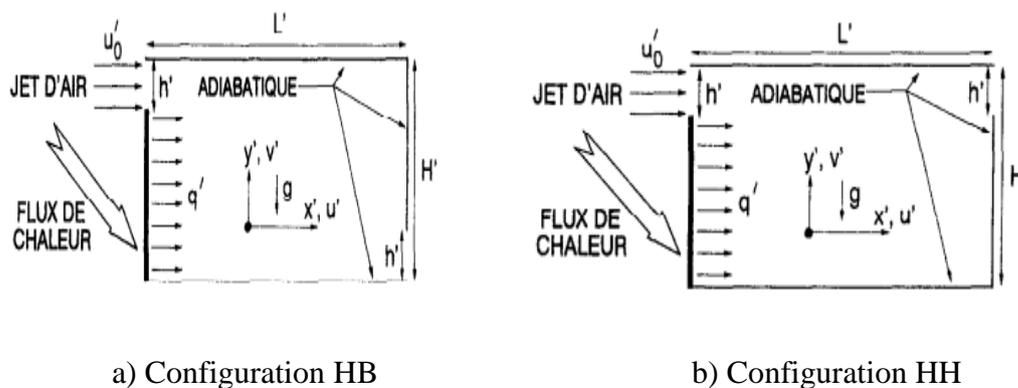


Figure I.4: Configuration étudiée [3].

L'étude d'A. **Raji et al.** [4] consiste en une cavité ventilée, chauffée par un flux de chaleur provenant de la paroi verticale gauche, les autres parois sont considérées isolées. Le flux d'air frais entre et sort à partir de deux ouvertures sur les parois verticales. Les études sur le transfert de chaleur par la convection mixte dans les cavités ventilées ont été réalisées numériquement en résolvant les équations de la convection mixte avec l'approximation de Boussinesq. Les résultats montrent la présence d'une interaction maximale entre les effets de la convection mixte et l'existence de différents régimes d'écoulement. Les résultats numériques : Pour le nombre de Reynolds ($10 < Re < 5000$), et le nombre de Rayleigh ($10^4 < Ra < 10^6$) et la hauteur relative des ouvertures ($B=h'/H'=1/4$).

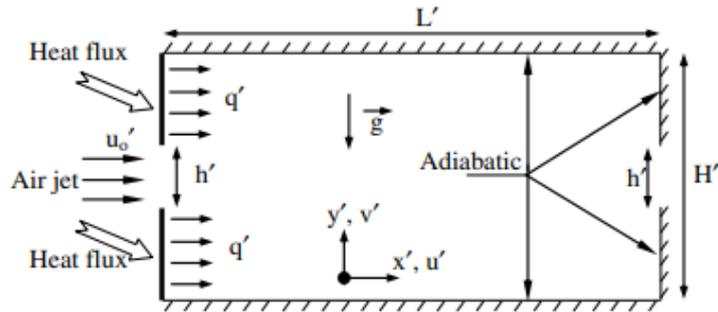


Figure I.5: Configuration appropriée [4].

M.M. Rahman et al [5] ont utilisé la méthode des volumes finis pour réaliser une étude numérique sur la convection mixte dans une enceinte ventilée. Un écoulement de fluide externe entre dans l'enceinte par l'ouverture dans la paroi verticale gauche et sort par une autre ouverture fixe de la paroi verticale droite. Les paramètres étudiés sont : le nombre de Grashof (Gr), le nombre de Richardson (Ri) et le nombre Reynolds (Re). Ces paramètres permettent d'obtenir les différentes caractéristiques du fluide et de transfert de chaleur dans la cavité. Les résultats montrent qu'avec l'augmentation de nombre (Ri) et (Re) la convection devient prédominante par rapport à la conduction. Le taux de transfert de chaleur obtenu sur la paroi chauffée dépend d'une manière significative de la position de l'orifice d'entrée. Aussi, On observe un nombre de Nusselt élevé avec nombre de Prandtl élevé.

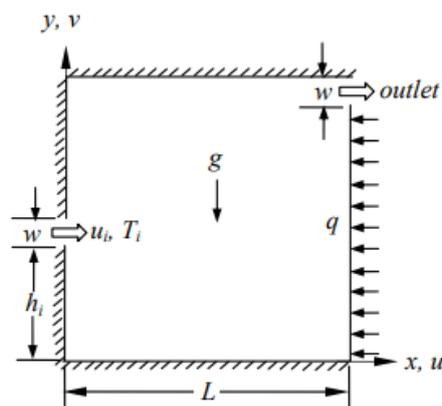


Figure I.6 : schéma de problème considéré et système de coordonnées [5].

I.3.2 Etudes Antérieures sur la convection mixte dans des cavités avec obstacles

Les mêmes auteurs **M.M Rahman et al. [6]** Ont réalisé une étude numérique sur les effets du nombre de Reynolds et Prandtl sur les caractéristiques de la convection mixte à l'intérieur d'une cavité carrée ventilée avec la présence d'un obstacle circulaire solide (générateur de

chaleur). Les parois sont supposées adiabatiques, l'entrée se trouve sur le coin inférieur de la paroi gauche et la sortie se trouve sur le coin supérieur. Les résultats qu'ils ont obtenus montrent que l'augmentation du nombre de Reynolds et de Prandtl entraîne l'augmentation du nombre de Nusselt moyen le long de la surface de la source de chaleur.

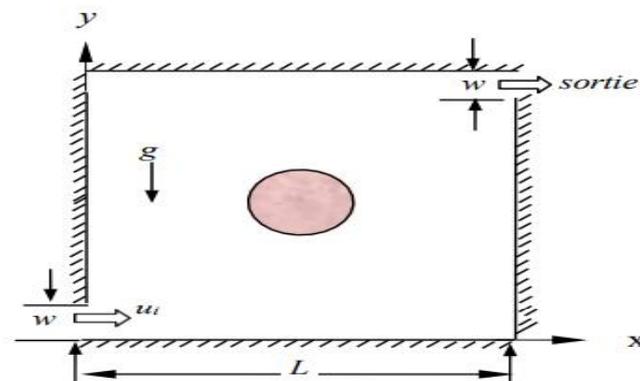


Figure I.7: Schéma du problème examiné et les coordonnées de système [6].

Hussain et al. [7] Pour réaliser leur étude, ils ont utilisé un nano fluide hybride de type Al_2O_3-Cu remplie dans un canal horizontal avec une cavité ouverte ayant un obstacle carré adiabatique à l'intérieur. La paroi inférieure du canal est considérée chaude tandis les autres parois du canal et de la cavité adiabatique. Les résultats indiquent que l'augmentation du nombre de Reynolds et de la fraction volumique des nanoparticules entraîne une augmentation du taux de transfert de chaleur. L'augmentation du nombre de Richardson accroît le mode de convection mixte ainsi le taux de transfert de chaleur.

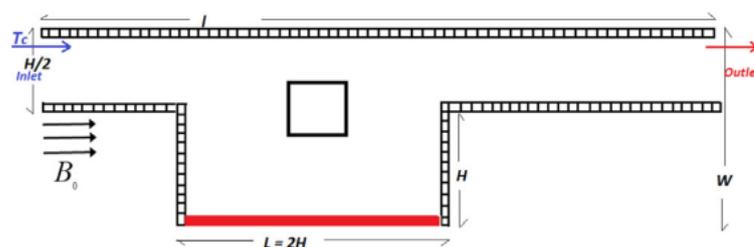


Figure I.8: Modèle physique [7].

A.W. Islam et al. [8] Ont utilisés la méthode des volumes finis pour étudier numériquement la convection mixte dans une cavité carrée entraînée avec un blocage carré porté à une température chaude, les parois de la cavité sont maintenues à une température froide. L'étude est faite en fonction de plusieurs paramètres ; la position, les dimensions du bloc et le nombre de Richardson. Les résultats montrent que la position du bloc n'a aucune influence sur le

nombre de Nusselt moyen. Il ne dépend que des dimensions du bloc et du nombre de Richardson. La position du bloc n'a aucune influence.

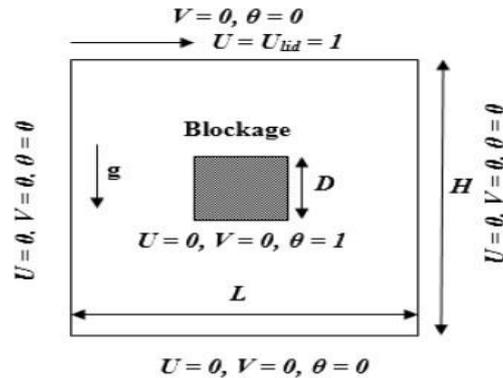


Figure I.9: Géométrie d'une cavité munie d'un bloc isotherme posé au milieu [8].

Adnani et al. [9] Ont réalisé une étude numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée à la présence d'un bloc froid à l'intérieur de la cavité. Les parois latérales se composent de deux parties de même dimension, la partie moitié basse est maintenue à une température chaude et la partie moitié haute est maintenue à une température froide. Les parois horizontales sont maintenues à la fois adiabatiques soumis à une vitesse constante U_0 selon l'axe X. Les résultats indiquent que dans toutes les situations, le transfert de chaleur et le champ de l'écoulement augmente avec l'augmentation du nombre de Richardson. En revanche, aux faibles gradients de températures le transfert thermique varie en fonction du sens du mouvement des parois horizontales et tend vers des situations invariantes indépendamment du sens du mouvement des valeurs très élevés du nombre de Richardson.

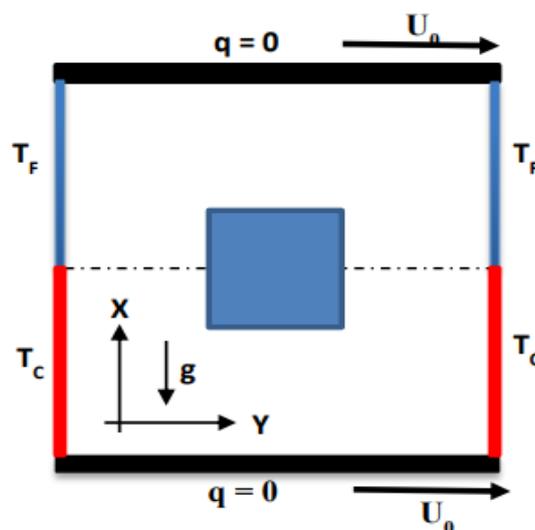


Figure I.10: géométrie du problème [9].

A.A Mehrizi et al. [10] Ont réalisé une étude sur la convection mixte dans une cavité carrée avec des orifices d'entrée et de sortie avec un obstacle chaud au centre de la cavité remplie avec des Nanofluides. L'étude est réalisée pour différents nombre de Richardson tandis le nombre de Grashof est supposé constant. L'effet de l'emplacement de l'orifice de sortie est examiné sur le taux de transfert de chaleur. Les résultats montrent que le taux de transfert de chaleur est amélioré pour les différents nombre de Richardson et positions de l'orifice de sortie, le taux de transfert de chaleur maximum se produit lorsque l'orifice est situé à P2 pour $Ri=0.1$ et P1 pour $Ri=1$. Mais ce phénomène n'est pas observé à $Ri=10$ lorsque l'orifice de sortie est situé à P1.

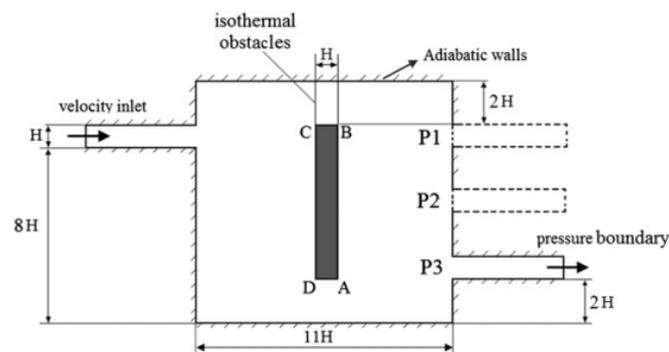


Figure I.11: géométrie du problème pour la cavité ventile [10].

K.M. Gangawane et al [11] ont réalisé une étude sur le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée entraînée. L'effet de la position de l'emplacement d'un bloc triangulaire à l'intérieur de la cavité a été étudié. Les résultats montrent que pour un blocage donné le nombre de Nusselt diminue avec l'augmentation de nombre de Richardson.

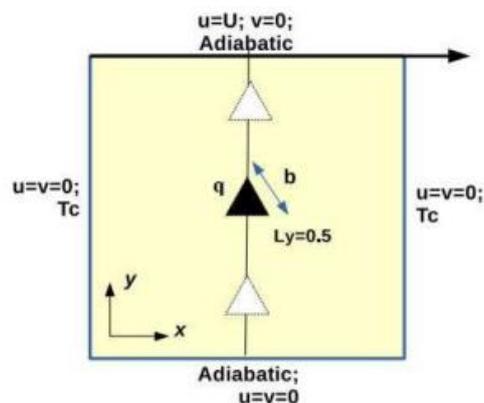


Figure I.12: représentation schématique du domaine de calcul ainsi que des conditions aux limites [11].

I.3.3 Etudes antérieures sur la convection mixte dans des cavités avec des cylindres

Satish et al. [12] Ont mené une étude numérique sur la convection mixte dans une cavité carrée ventilée en présence d'un cylindre circulaire. Deux cas sont considérés en fonction des conditions thermiques des parois de la cavité. Les simulations sont réalisées pour les différents diamètres du cylindre et le rapport de conductivité thermique solide-fluide. Leurs résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen sur la paroi chaude de la cavité augmente et la température du fluide dans la cavité diminue avec l'augmentation du nombre Richardson pour les deux. Avec l'augmentation du diamètre du cylindre, le taux de transfert de chaleur augmente pour un Ri plus faible et diminue pour un Ri plus élevé.

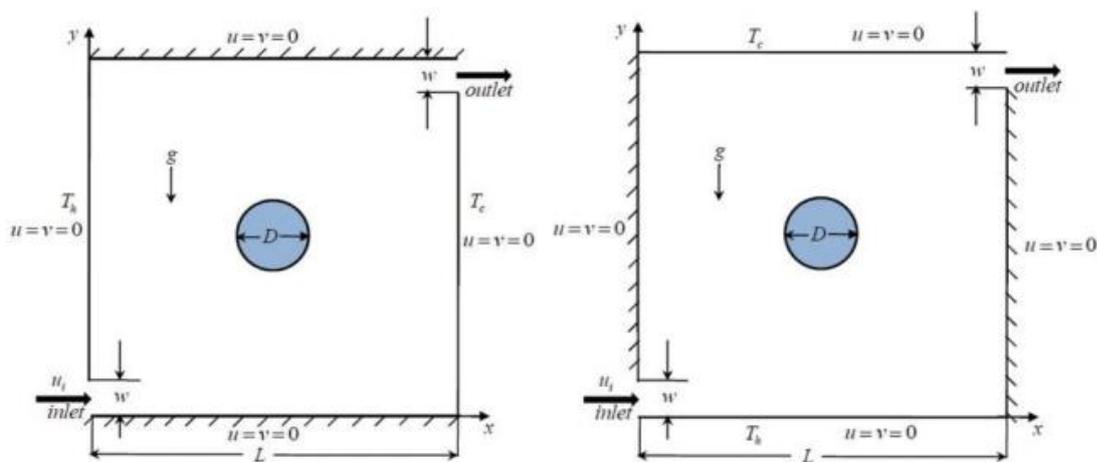


Figure I.13:Diagramme schématique du problème physique [12].

M.A.H Mamun et al. [13] ont étudié les caractéristiques de transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité carrée ventilée comportant un cylindre creux chauffé placé au centre de la cavité. L'entrée d'écoulement est en bas de la paroi gauche et la sortie en haute de la paroi droite, toutes les parois de la cavité sont supposées adiabatiques. Cette étude est réalisée en fonction des nombres Richardson, Reynolds, diamètre du cylindre et du rapport de la conductivité thermique. Les résultats les plus importants de leur étude indiquent que la structure de l'écoulement et le champ thermique dépendent du diamètre du cylindre creux dans la cavité. Aussi, ils ont constaté que le nombre de Nusselt moyen maximale et la température moyenne du fluide augmentent avec l'augmentation du diamètre du cylindre.

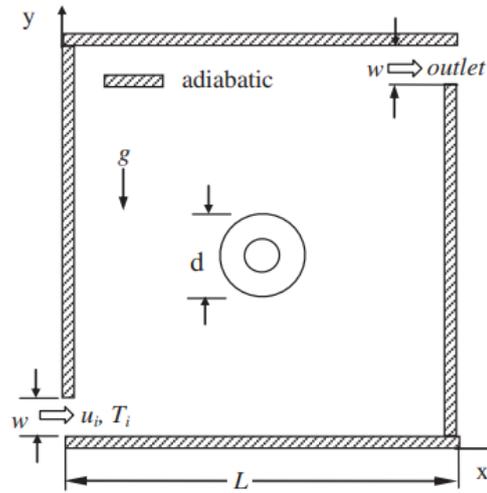


Figure I.14: Diagramme schématique du problème considéré [13].

G.F.Zheng et al. [14] Ont réalisé une simulation numérique bidimensionnelle sur la convection mixte dans une cavité carrée à la présence d'un cylindre circulaire au centre de la cavité supposé isotherme. La simulation est réalisée pour trois valeurs du nombre de Reynolds (100, 500, 1000) et un nombre de Grashof fixé (10^5). La paroi supérieure est mobile maintenue à une température froide tandis que la paroi inférieure stationnaire est maintenue à une température chaude. Leur étude est basée sur l'influence de la position du cylindre sur l'écoulement du fluide et le transfert de chaleur. Les résultats montrent que la position du cylindre circulaire influe sur le transfert de chaleur et les caractéristiques d'écoulement de fluide.

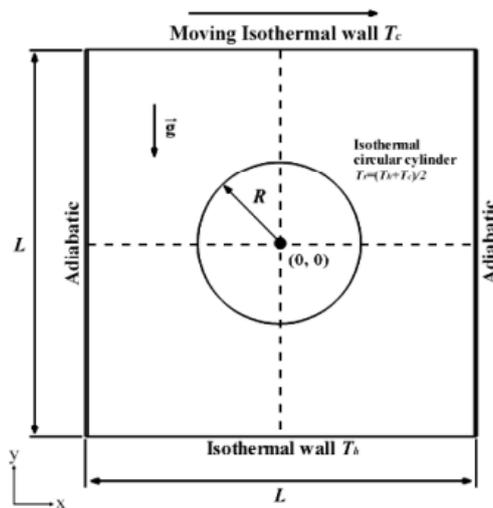


Figure I.15: Schéma approprié [14].

K.Khanafer et al. [15] ont étudié numériquement le transfert de chaleur par convection mixte dans une cavité différentiellement chauffée avec deux cylindres tournant pour divers paramètres pertinents tels que le nombre de Richardson, nombre de Reynolds, la vitesse de rotation et la position des cylindres. D'après des résultats trouvés, le nombre de Nusselt moyen dépend fortement de la vitesse de rotation du cylindre, du nombre de Reynolds et du nombre de Richardson. L'étude a illustré que la magnitude et la direction de la vitesse de rotation du cylindre ont un effet significatif sur le flux et les isothermes.

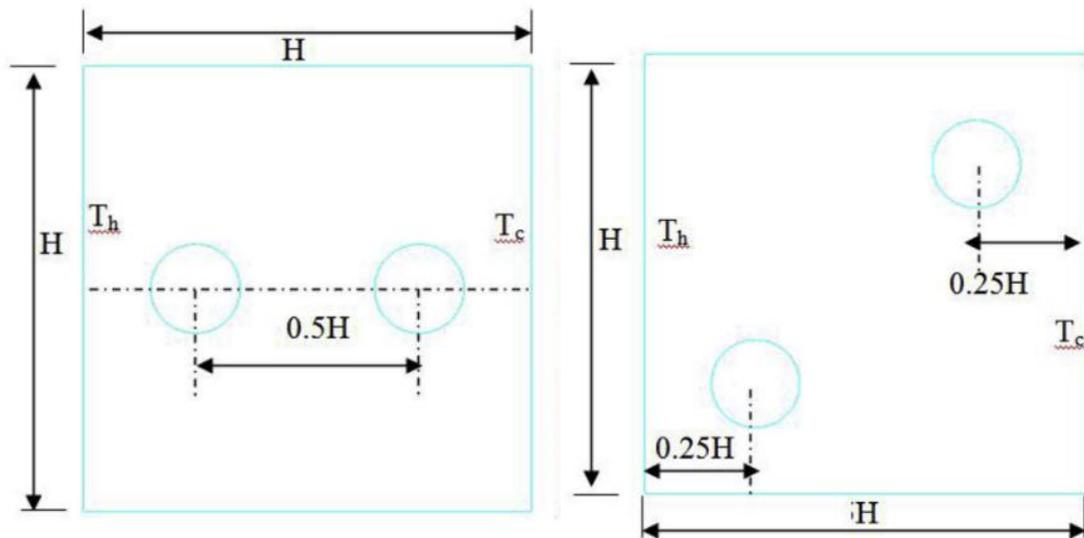


Figure I.16 : Configuration schématique du modèle considéré avec coordonnées et conditions aux limites [15].

L'étude numérique d'**Ali et Alomar. [16]** est basée sur la convection mixte induite par les deux cylindres horizontaux alignés et chauffés, encastrés dans une enceinte carrée avec des ouvertures symétriques sur les surfaces inférieures et supérieures de l'enceinte. La simulation numérique a été réalisée avec les paramètres suivants : nombre de Reynolds ($50 < Re < 400$), le nombre de Richardson ($0.1 < Ri < 10$) et le nombre de Prandtl a été maintenu fixe ($Pr=0.7$). Les résultats montrent que le nombre de Nusselt moyen des cylindres chauffés augmente avec l'augmentation de Ri , Re et l'ouverture.

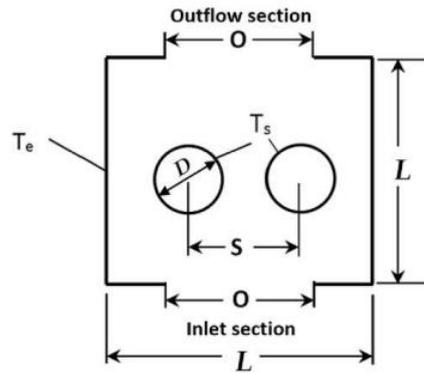


Figure I.17: configuration des cylindres et de l'enceinte [16].

A.Imtiaz Rais et al [17]. Leurs études explorent le transfert de chaleur par convection mixte et la production de la chaleur interne dans une chambre carré actionné par un couvercle avec un cylindre isotherme tournant au milieu. Le bord supérieur de la chambre est mobile et garde la température constante. Le cylindre tourne à une température constante. Les principaux résultats qui régissent le transfert de chaleur par convection mixte et le cylindre rotatif froid isotherme produit in bouclier thermique qui finissent par avoir un impact substantiel sur la distribution thermique dans la chambre.

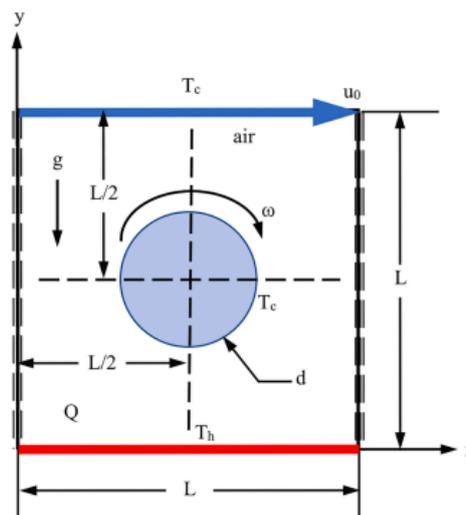


Figure I.18 : schéma approprié [17].

F.Selimfendigil et al. [18] ont réalisé une simulation numérique de la convection forcée d'un ferrofluide dans une cavité carrée avec des orifices de ventilation en présence d'un cylindre rotatif adiabatique. Les équations de bases sont résolues à l'aide d'un solveur basé sur les éléments finis. Les effets de nombre de Reynolds, de la vitesse de rotation angulaire du cylindre,

de la force et de l'emplacement de dipôle magnétique sur le champ thermique et dynamique sont résolus numériquement.

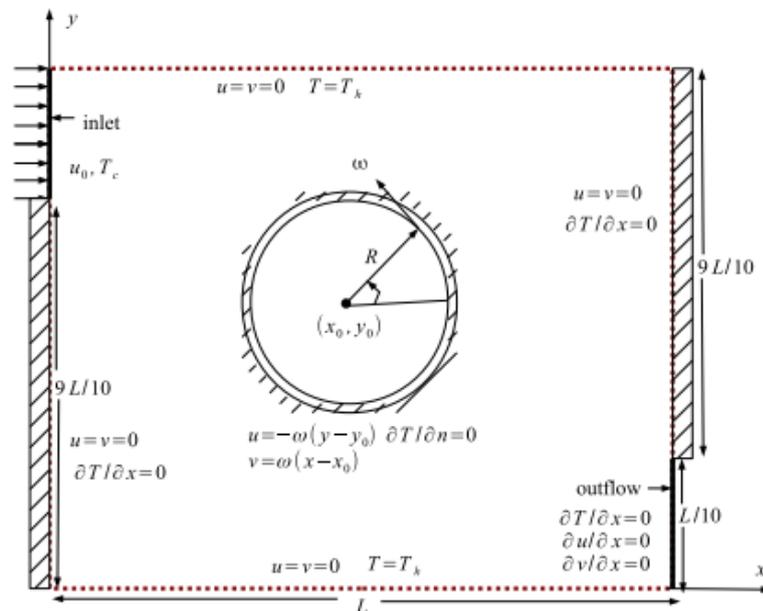


Figure I.19 : Géométrie et conditions aux limites de la cavité [18].

Les résultats obtenus montrent que la variation spatiale de l'animation est induite le gradient de température qui agit comme une force d'un corps magnétique inhomogène et affecte les bulles de recirculation formé à proximité du cylindre et sur la paroi inférieure de la cavité. La longueur et la taille de la zone de recirculation peuvent être contrôlées par la vitesse de rotation angulaire du cylindre et la force de dipôle magnétique.

S.Ray, D.Chatterjee [19] ont réalisé une approche numérique bidimensionnelle basée sur la méthode des volumes finis pour résoudre la convection mixte dans une cavité carrée horizontale entraînée par un couvercle et contenant un objet solide circulaire au centre de l'enceinte. Les résultats indiquent une influence majeure de la méthode de convection prédominante et champ magnétique appliqué sur le flux ainsi que le champ thermique, alors que l'effet de chauffage de joule est jugé dans une très faible importance. En outre la forme de l'objet peut avoir une influence substantielle sur le transport thermique.

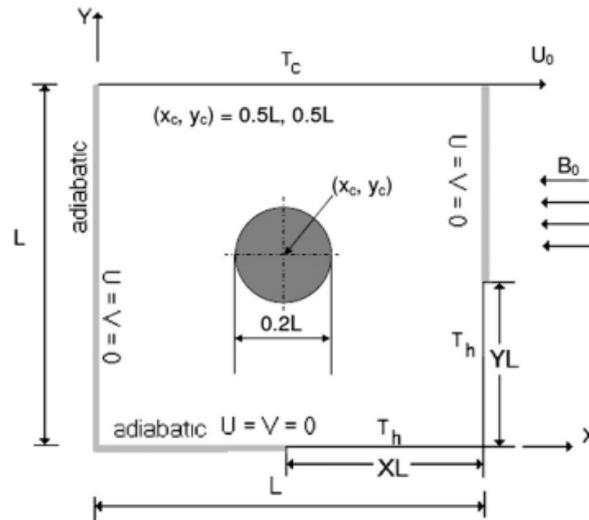


Figure I.20 :Géométrie du problème [19].

A.Abderroltmune et al. [20] ont étudié numériquement l'impact d'un cylindre rotatif adiabatique interne dans une cavité ventilée sur la convection mixte d'un nanofluide hybride. Les équations régissant le mouvement de la convection mixte sont supposées être bidimensionnelles, stable et laminaire pour un nanofluide hybride non newtonien incompressible. Les résultats qui ont obtenus indiquent que la rotation du cylindre stationnaire dans le sens inverse des aiguilles d'une montre améliore le transfert de chaleur par convection. En outre, pour cylindre instationnaire est tourné au sens inverse des aiguilles d'une montre, le transfert de chaleur s'améliore à mesure que le cylindre s'approche de la paroi chaude.

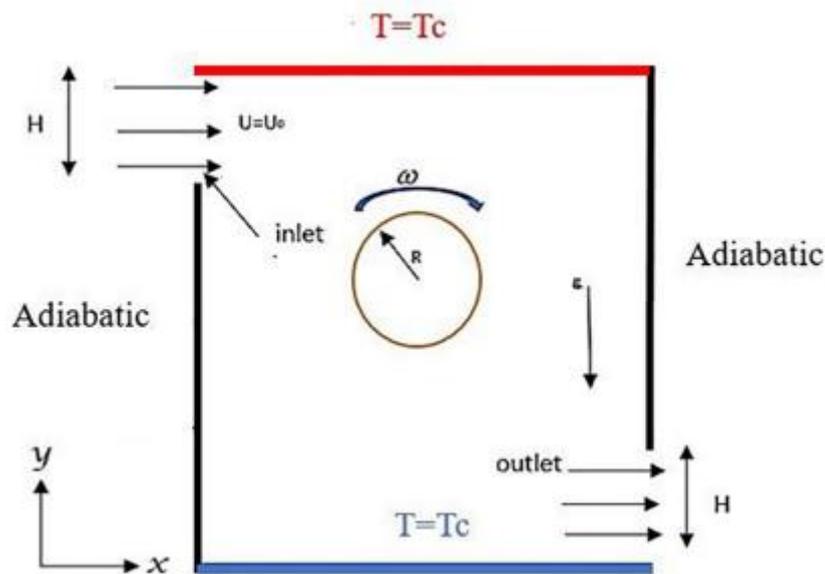


Figure I.21 :Modèle physique [20]

I.4 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté une étude détaillée sur le transfert de chaleur par convection notamment la convection mixte. D'abord nous avons défini les types de transfert de chaleur puis nous avons donné une revue bibliographique sur la convection mixte. Cette recherche bibliographique nous a permis de prendre une connaissance sur les différents travaux effectués sur la convection mixte dans les cavités ventilées, avec obstacles et avec un cylindre chauffé.

Chapitre II

Position du problème & formulation mathématique

Position du problème et formulation mathématique

II.1 Introduction

La convection mixte dans une cavité carrée est un phénomène physique qui est souvent exprimé par des formules mathématiques (équations différentielles) afin d'expliquer le comportement thermique et dynamique d'un fluide. Dans ce chapitre, nous allons nous intéresser sur les formules mathématiques et la position du problème. Il s'agit donc de présenter le modèle physique, décrire les équations différentielles et les hypothèses simplificatrices ainsi les conditions aux limites appropriées au fluide.

II.2 Géométrie

La configuration géométrique considérée est montrée sur la figure (II.1). Il s'agit d'une cavité carrée de cotés H , bidimensionnelle, contenant un cylindre tournant chauffé au milieu de la cavité de diamètre (D) qui est considéré la source de la chaleur. L'entrée et la sortie de même dimension (h_0) sont situées respectivement dans la partie inférieure de la paroi verticale gauche et la partie supérieure de la paroi verticale droite. Le fluide est l'air à une vitesse d'entrée U_0 . Les parois sont supposées adiabatiques vis-à-vis du milieu extérieur.

II.2.1 Schéma du problème

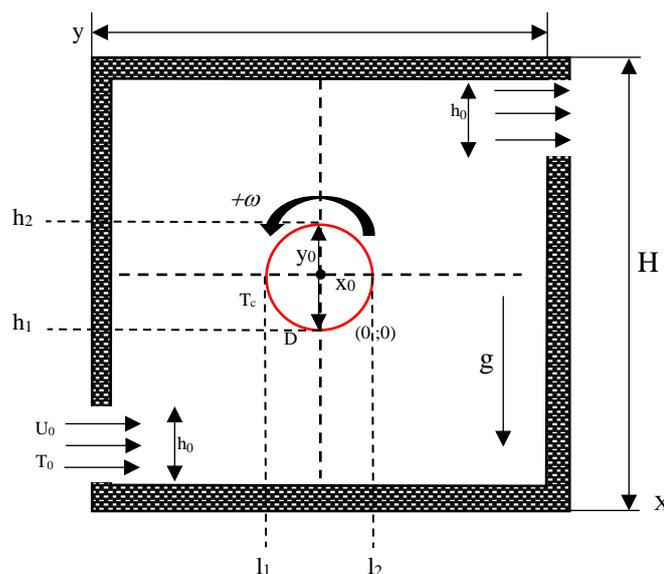


Figure II.1: Géométrie de problème

II.2.2 Les hypothèses simplificatrices

Afin de simplifier la formulation du modèle mathématique, nous allons adopter les hypothèses simplificatrices suivants :

- Le fluide est newtonien et incompressible.
- Le régime d'écoulement est laminaire.
- L'écoulement est stationnaire et bidimensionnel.
- La dissipation visqueuse est négligeable.
- Le transfert de chaleur par rayonnement est négligeable.
- Les propriétés physiques de fluide sont constantes ; sauf la masse volumique (ρ), qui obéit à l'approximation de Boussinesq dans le terme de la pisée d'Archimède, est sa variation en fonction de la température est donnée comme suit :

$$\rho(T) = \rho_0 [1 - \beta(T - T_0)] \quad (\text{II.1})$$

Avec

- T_0 : la température de référence.
- ρ_0 : la masse volumique à la température de référence (T_0).
- β : le coefficient de dilatation volumique à pression constante définit comme:

$$\beta = -1 \left(\frac{1}{\rho_0} \right) \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right) \quad (\text{II.2})$$

II.3 Equations gouvernants du problème

Pour Résoudre les équations différentielles qui expriment le comportement thermique et dynamique du fluide considéré on utilise un modèle mathématique adopté basé sur les équations de Navier-Stocks et de l'énergie.

II.3.1 Forme dimensionnelle des équations

Les équations en question découlent des lois de continuité, de conservation de la quantité de mouvement et de l'énergie, résumant pour le cas étudié comme suit :

- **Equation de continuité**

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (\text{II.3})$$

- **Equations de conservation de quantité de mouvement**

Suivant x :

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.4})$$

Suivant y :

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_f) \quad (\text{II.5})$$

- **Equation d'énergie :**

$$\rho C_p \left[u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (\text{II.6})$$

- **Les conditions aux limites**

- À l'entrée : $u=u_0$, $v=0$, $T=T_f$
- Toutes les parois de la cavité : $\frac{\partial T}{\partial n} = 0$, $u=v=0$ ('n' direction normale)
- Au niveau de cylindre : $T=T_c$; $u = \omega(x - x_0)$ et $v = -\omega(y - y_0)$ avec $l_1 < x_0 < l_2$ et $h_1 < y_0 < h_2$
- A la sortie : $\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = 0$; $\frac{\partial T}{\partial x} = 0$

II.3.2 Forme adimensionnelle des équations

Pour simplifier les équations qui régissent l'écoulement, la formulation sous forme adimensionnelles est très importante afin de trouver des solutions générales aux problèmes physiques indépendamment des systèmes de mesure. Pour rendre les équations dimensionnelles précédentes sous forme adimensionnelles on doit introduire les grandeurs et les variables caractéristiques suivantes :

- ❖ Les grandeurs caractéristiques

H : Grandeur caractéristique.

U_0 : Vitesse caractéristique.

ΔT_{ref} : Température de référence.

ρU_0^2 : Pression caractéristique.

❖ Variables adimensionnelles

$$X = \frac{x}{H} ; Y = \frac{y}{H} ; U = \frac{u}{U_0} ; V = \frac{v}{U_0} ; \theta = \frac{(T - T_f)}{(T_c - T_f)} = \frac{(T - T_f)}{\Delta T_{ref}} ; P = \frac{p}{\rho_0 U_0^2} \quad \Omega = \frac{\omega D}{2U_0}$$

Equations adimensionnelles

En tenant compte des changements de variable, les équations précédentes associées aux conditions limites deviennent :

• **Equation de continuité**

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (\text{II.7})$$

• **Equation de conservation de quantité de mouvement**

Selon OX :

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.8})$$

Selon OY :

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{1}{\text{Re}} \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) + \frac{Gr}{\text{Re}^2} \theta \quad (\text{II.9})$$

• **Equation d'énergie**

$$U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} = \frac{1}{\text{RePr}} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (\text{II.10})$$

• **Conditions aux limites adimensionnelles**

➤ À l'entrée : $U=1, V=0 ; \theta=0$

➤ Toutes les parois de la cavité : $\frac{\partial \theta}{\partial n} = 0 ; U=V=0$

➤ Au niveau de cylindre : $\theta = 1 ; U = \Omega(X - X_0) ; V = -\Omega(Y - Y_0)$ avec $l_1 < X_0 < l_2$ et $h_1 < Y_0 < h_2$

➤ à la sortie : $\frac{\partial U}{\partial X} = \frac{\partial V}{\partial X} = 0 ; \frac{\partial \theta}{\partial X} = 0$

II.3.3 Les nombres sans dimension

Les équations de conservation précédentes font apparaître des nombres adimensionnels, qui définissent l'écoulement de fluide dans la cavité et le transfert de chaleur.

• Nombre de Reynolds

Il caractérise le régime de l'écoulement (laminaire, transitoire, turbulent), Il est le rapport entre les forces d'inertie et les forces de frottement.

$$Re = \frac{U_0 H}{\nu}$$

• Nombre de Grashof

Le nombre de Grashof est le rapport entre l'effet de flottabilité par la force motrice d'Archimède et l'effet résistif de l'écoulement

$$Gr = \frac{g\beta\Delta T_{ref} H^3}{\nu^2}$$

• Nombre de Prandtl

Le nombre de Prandtl est nombre adimensionnel nommé en hommage de physicien Allemand Ludwig Prandtl. C'est le rapport entre la viscosité cinématique ν (Diffusivité de quantité de mouvement) et celle de la chaleur (Diffusivité thermique) α .

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha}$$

• Nombre de Richardson

Ce nombre est en fait le rapport entre l'énergie potentielle gravitationnelle (énergie potentielle des forces de poussée) d'une parcelle du fluide et son énergie cinétique. On le définit de la manière suivante

$$Ri = \frac{Gr}{Re^2}$$

- Pour $Ri \gg 1$ ($Gr \gg Re^2$) : c'est la convection naturelle qui domine.
- Pour $Ri \ll 1$ ($Gr \ll Re^2$) : c'est la convection forcée qui domine.
- Pour $Ri = 1$ ($Gr = Re^2$), on est dans le domaine de la convection mixte.

● Nombre de Nusselt

C'est nombre sans dimension utilisé en mécanique des fluides, il caractérise le type de transfert de chaleur entre un fluide et une paroi.

$$Nu = \frac{h \times H}{\lambda}$$

h : Le coefficient de transfert par convection. [W.m²/K].

II.4 Méthode Numérique

La résolution des équations de conservations précédentes basées sur la forme d'équations aux dérivées partielles (E.D.P) non-linéaires qui décrivent le comportement de l'écoulement de fluide se fait par des méthodes numériques bien déterminées lorsque la solution analytique n'est plus possible. A cette étape, intervient le principe de la discrétisation d'une équation différentielle aux dérivées partielles qui ont pour résultats un système d'équation algébrique non-linéaire. Ces équations expriment les propriétés discrètes du fluide dans chaque nœud du domaine étudié.

Il existe plusieurs schémas de discrétisation des équations différentielles aux dérivées partielles à savoir :

- La méthode des différences finies.
- La méthode des volumes finis.
- La méthode éléments finis.

II.4.1 Principe de la méthode des volumes finis

La méthode des volumes finis est décrite par **Patankar [21]** en 1978 et publiée pour la première fois en 1980. C'est une technique de discrétisation qui converti les équations de conservations aux dérivées partielles aux équations algébriques non-linéaire qui peuvent par la suite être résolues numériquement. Elle est basée sur l'intégration des équations aux dérivés partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui assurent la conservation de toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle. Elle se distingue par sa fiabilité aux résultats, son adaptation au problème physique, sa possibilité de traiter des géométries complexes, sa garantie pour la conservation de masse et de quantité de mouvement

et de tout scalaire transportable sur chaque volume de contrôle, dans tout le domaine de calcul, ce qui n'est pas le cas pour les autres méthodes numériques.

❖ Critère de convergence

Un processus est appelé itératif quand il aura atteint la convergence, c'est-à-dire tout proche de la solution stable des systèmes d'équations en un nombre optimal d'itérations, lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs des variables dépendantes (vitesses et température). Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé aussi (critère de convergence) qui dépend de la nature du problème et des objectifs du calcul. Dans notre cas, le critère est de 10^{-5} .

II.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons présenté le schéma du problème à étudier en définissant le système d'équations qui régissent l'écoulement de fluide, le transfert thermique dans la cavité et les conditions aux limites associées.

Les conditions aux limites et les équations sont structurées d'un modèle mathématique compliqué et difficile à résoudre analytiquement. C'est pour cela qu'on a recours à des méthodes numériques appropriées.

Chapitre III

Résultats et discussions

Résultats et discussions

III.1 Introduction

Ce chapitre est consacré pour la présentation des résultats de nos simulations concernant l'étude de la convection mixte dans une cavité contenant un cylindre tournant chauffé. L'objectif principal est d'examiner l'influence de la variation de certains paramètres tels que l'effet du nombre de Richardson (Ri), la vitesse de rotation(Ω), la position de cylindre et le nombre de cylindre dans la cavité. Les résultats de nos simulations sont présentés sous forme de lignes de courant, d'isothermes et du nombre de Nusselt moyen.

Le fluide utilisé dans la cavité est l'air, ses propriétés à pression atmosphérique à la température $T=313.15K$ sont présentés dans le tableau :

Nombre de Prandtl (Pr)	0.71
La masse volumique (ρ_0)	1.1273 kg/m ³
La chaleur spécifique (Cp)	1006.8 J/Kg. °C
La conductivité thermique (k)	0.0271 W/m°C
La viscosité dynamique (μ)	1.91 x 10 ⁻⁵ Kg/s-m
La viscosité cinématique (ν)	1.67 x 10 ⁻⁵ m ² /s
Le coefficient d'expansion thermique (β)	0.00319336 K ⁻¹

Tableau III-1 : Les propriétés d'air à pression atmosphérique

III.2. Choix de maillage

Pour examiner l'influence du maillage sur la solution numérique, Huit maillages uniformes sont considérés : 60x60, 80x80, 100x100, 120x120, 130x130, 140x140, 150x150, 160x160 pour un nombre de Ri=1 (Re=100 et Gr=10⁴). Les résultats de ce test nous fournissent les valeurs de nombre de Nusselt moyen au niveau de cylindre chauffé. Les résultats sont présentés sur la **Figure III.1**. On constate que la variation du nombre de Nusselt moyen reste presque constante à compter du maillage 120x120 nœuds. Par conséquent, pour des raisons de compromis, de précision et de temps de calcul, le maillage 120x120 nœuds sera adopté pour tous nos calculs.

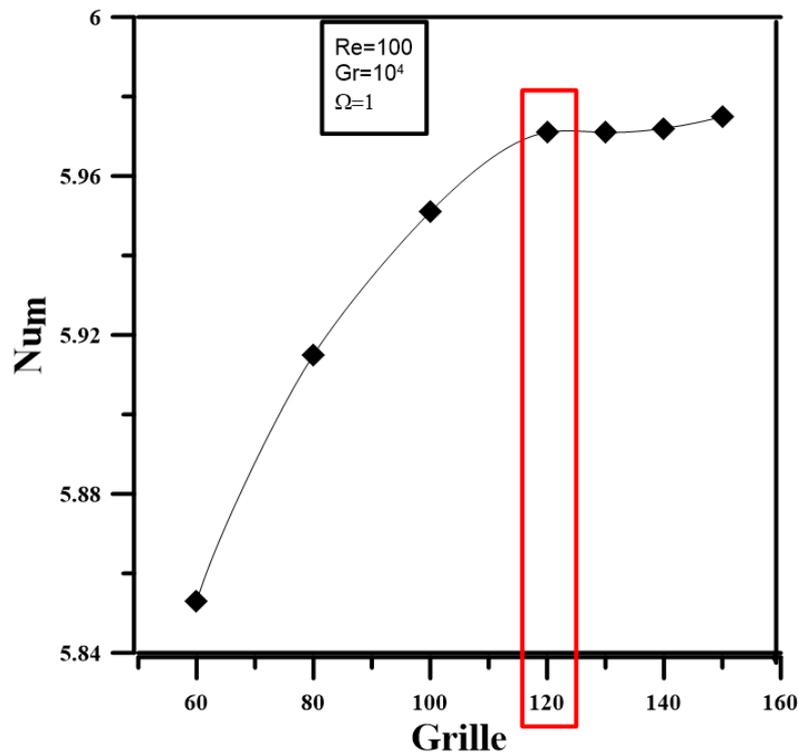


Figure III.1: L'influence du maillage sur le nombre de Nu moyen.

III.3. Validation du code de Calcul

La validation du code de calcul a été réalisée en comparant nos résultats obtenus avec ceux de **G.F. Zheung et al. [14]** qui ont réalisé une simulation numérique bidimensionnelle sur la convection mixte dans une cavité carrée à la présence d'un cylindre circulaire au centre de la cavité supposée isotherme. La paroi supérieure est mobile maintenue à une température froide tandis que la paroi inférieure stationnaire est maintenue à une température chaude. La comparaison de leurs résultats avec nos simulations est présentée sur la Figure **III.2** et par le **Tableau II.2**.

Nu moyen	Présent travail	Référence	Erreur %
Re=100	4.338	4.37	0.49
Re=500	5.647	5.62	0.48
Re=1000	6.977	7.18	2.81

Tableau III-2: Le nombre de Nusselt moyen d'après [14] et le présent travail.

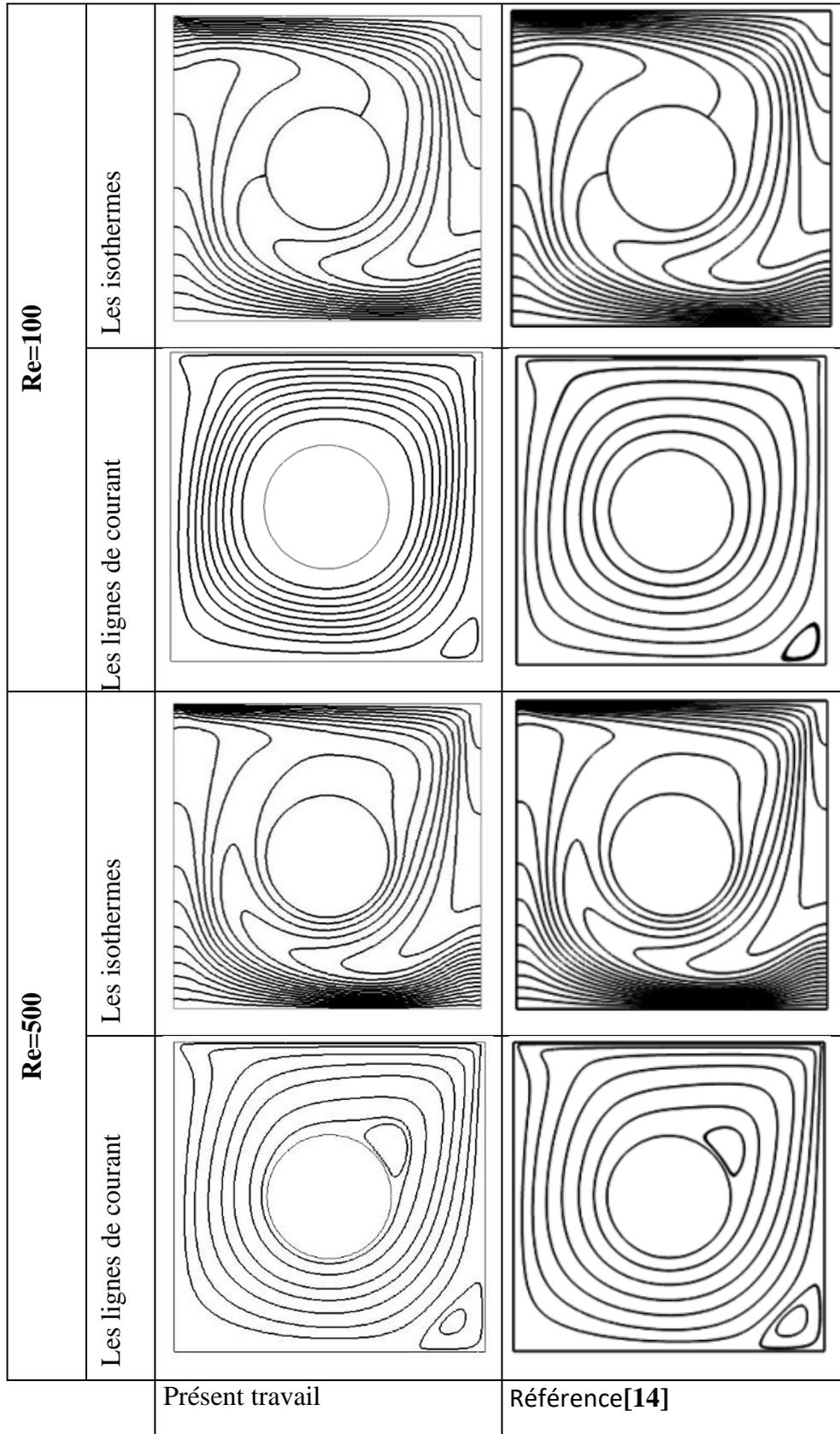


Figure III.2: comparaison des lignes de la fonction de courants et les isothermes.

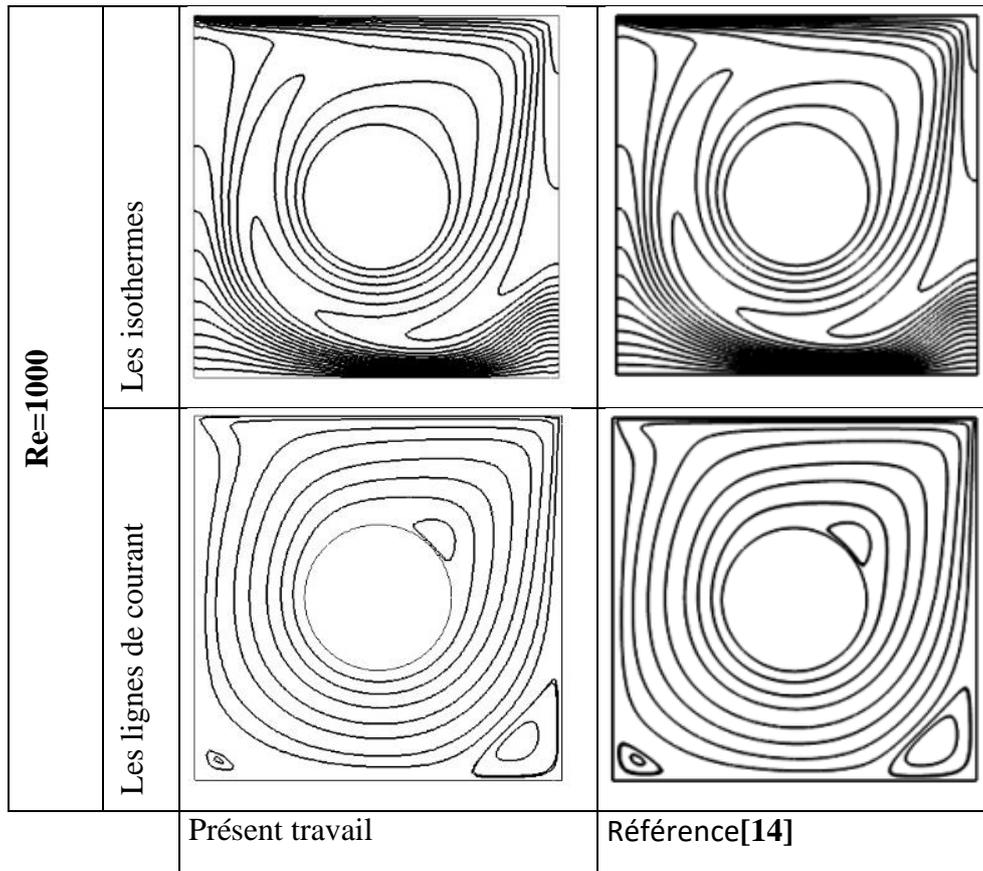


Figure III.3: comparaison des lignes de la fonction de courants et les isothermes.

Après la comparaison de la structure d'Isothermes, lignes de courants et le nombre de Nusselt moyen, nous pouvons conclure que nos résultats sont en bon accord avec les résultats trouvés par **G.H. Zheung et al [14]**.

III.4. Résultats et discussions

Dans ce qui va suivre, nous allons présenter les résultats de notre travail personnel dans le but de développer le transfert thermique par convection mixte dans une cavité carrée. Pour cela, nous avons étudié l'influence de certains paramètres, la vitesse de rotation du cylindre, la position du cylindre, le diamètre du cylindre et le nombre de cylindre sur le comportement dynamique et thermique du fluide.

III.4.1 Influence de la vitesse de rotation du cylindre

Pour étudier l'influence de la vitesse de rotation du cylindre sur l'écoulement et les transferts thermiques à l'intérieur de la cavité, nous avons étudié diverses valeurs de la vitesse de rotation du cylindre ($\Omega=0.1$; $\Omega=1$; $\Omega=3$; $\Omega=5$) pour un nombre de Richardson fixe ($Ri=1$).

Les figures ci-dessous [**Figure III.4/ Figure III.5**] représentent l'évolution des contours isothermes et les lignes de courant pour différentes vitesses de rotation du cylindre avec un nombre de Richardson fixe. A une faible vitesse de rotation $\Omega=0.1$, L'écoulement est généralement constitué d'un écoulement principal (forcé), caractérisé par des lignes de courant ouvertes reliant l'entrée et la sortie de la cavité avec la formation d'une zone de recirculation sur le côté gauche de la cavité proche de l'entrée causée par la vitesse de rotation du cylindre. A mesure, que la vitesse de rotation augmente à ($\Omega=1$) on constate la formation d'une autre zone de recirculation située sur le coin inférieur du côté droit de la cavité avec l'agrandissement de l'ancienne zone de recirculation apparue à $\Omega=0.1$.

A $\Omega=3$, le nombre de zones de recirculation augmente et la forme des anciennes devient plus grosse et c'est le même cas pour $\Omega=5$, Avec la disparition de la zone située au coin inférieur droite de la cavité et la formation de deux nouvelles zones de recirculation située au-dessous du cylindre sur le côté droite.

On remarque que l'augmentation de la vitesse de rotation de cylindre engendre l'augmentation du nombre de zones de recirculation avec agrandissement dans leurs formes. Donc la vitesse de rotation du cylindre entraîne l'écoulement principal ainsi l'apparition de zones de recirculations pour les grandes vitesses.

Pour les mêmes raisons que précédemment, les contours isothermes montrent l'évolution de la zone chaude dans la cavité (Partie rouge). A une faible vitesse de rotation du cylindre on remarque que la concentration des contours isothermes sur la partie supérieure de la cavité est serré autour du cylindre. Avec l'augmentation de la vitesse de rotation, les isothermes sont entraînées par la vitesse de rotation ce qui cause l'élargissement de la partie rouge jusqu'elle devient dominante dans la cavité. Donc, l'augmentation de la vitesse de rotation du cylindre cause l'augmentation de la température du fluide dans la cavité.

La Figure [III.6] représente la variation du nombre de Nusselt moyen du cylindre (la source de chaleur) en fonction du nombre de Richardson avec divers Valeurs de la vitesse de rotation du cylindre. Nous remarquons qu'à chaque augmentation de la vitesse de rotation du

cylindre engendre l'augmentation du nombre de Nusselt moyen jusqu'il devient stable (constant) à $\Omega=5$.

D'après cette analyse, quelle que soit la vitesse de rotation du cylindre, on remarque que le nombre de Nusselt moyen augmente avec l'augmentation de nombre de Richardson sauf pour le cas de $\Omega=5$, il est intéressant de noter le nombre de Nusselt moyen reste constant quel que soit le nombre de Richardson.

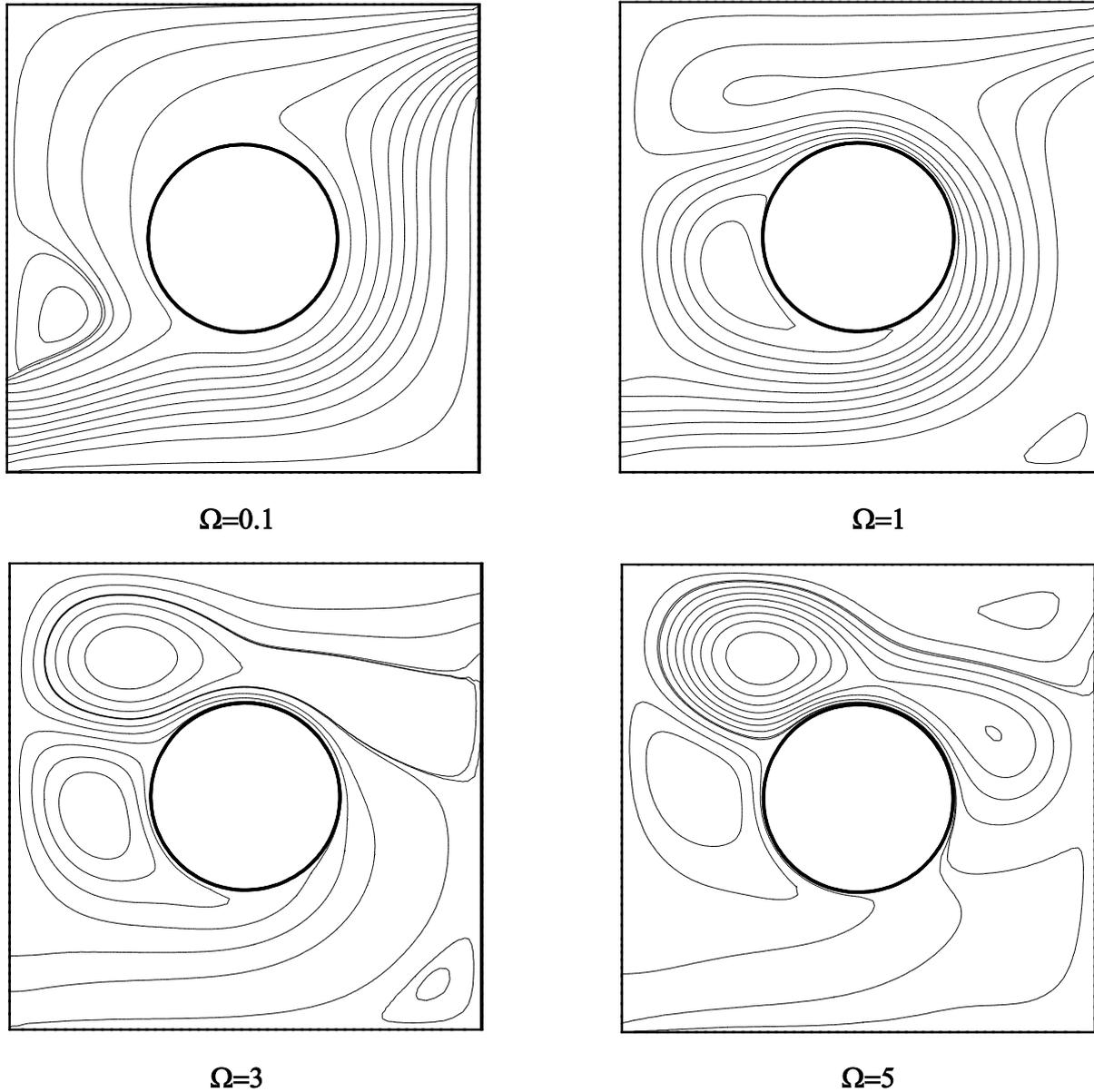


Figure III.4: L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les fonctions de courant pour $Ri=1$.

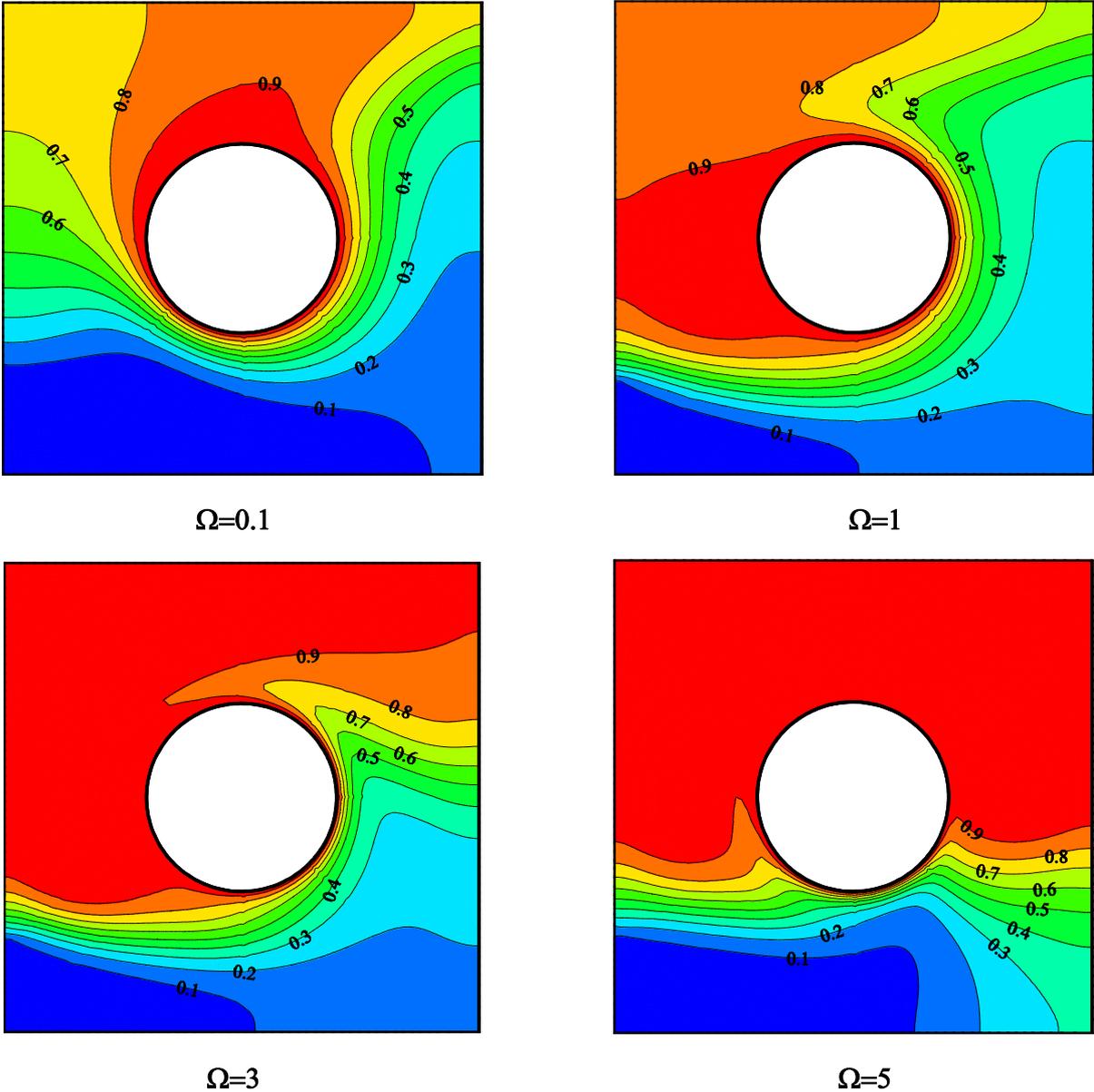


Figure III.5: L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les isothermes pour $Ri=1$.

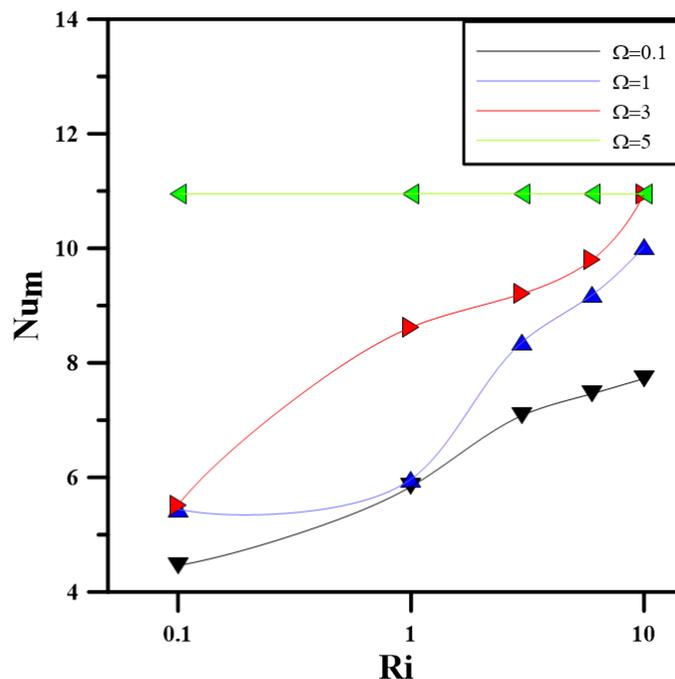


Figure III.6: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différentes vitesses de rotation.

III.4.2 Influence du sens inverse de la vitesse de rotation du cylindre

La **figure [III.7/III.8]** représente les lignes de courants et les contours isothermes pour les différentes vitesses de rotation du cylindre au sens opposé. A ($\Omega=-0.1$) on remarque que l'écoulement principal est caractérisé par des lignes de courant ouvertes, reliant l'entrée et la sortie de la cavité.

Avec l'augmentation de la vitesse de rotation à ($\Omega=-1$), on constate la formation de deux zones de recirculation l'une située au coin supérieure du côté gauche de la cavité et l'autre au-dessus du cylindre.

A ($\Omega=-3$) la zone de recirculation de coin disparaît, on remarque la formation de la nouvelle zone de recirculation proche de l'ancienne zone au-dessus du cylindre. Pour la grande vitesse de rotation, on constate que l'écoulement est multicellulaire (Apparition de plusieurs cellules) au sein de la cavité causée par la forte augmentation des forces d'inertie, l'écoulement est donc totalement dominé par la convection forcée.

Le contour isotherme représenté sur la **figure [III.7]** montre le transfert de chaleur dans la cavité. On constate que la zone chaude se grossit avec l'augmentation de la vitesse de rotation jusqu'à elle devienne parallèle à la paroi verticale gauche à la vitesse ($\Omega=-3$)

A ($\Omega=-5$), Elargissement de la zone chaude avec diminution de la zone froide.

Afin d'analyser le taux de transfert de chaleur au niveau du cylindre (source de chaleur), la **figure [III.9]** illustre la variation du nombre de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson avec différentes vitesses de rotation. Pour ($\Omega=-5$) il est intéressant de noter un nombre de Nusselt moyen maximal à l'inverse à une vitesse de rotation faible ($\Omega=-0.1$) le nombre de Nusselt moyen est minimal. Alors, la relation entre le nombre de Nusselt moyen et la vitesse de rotation est proportionnelle.

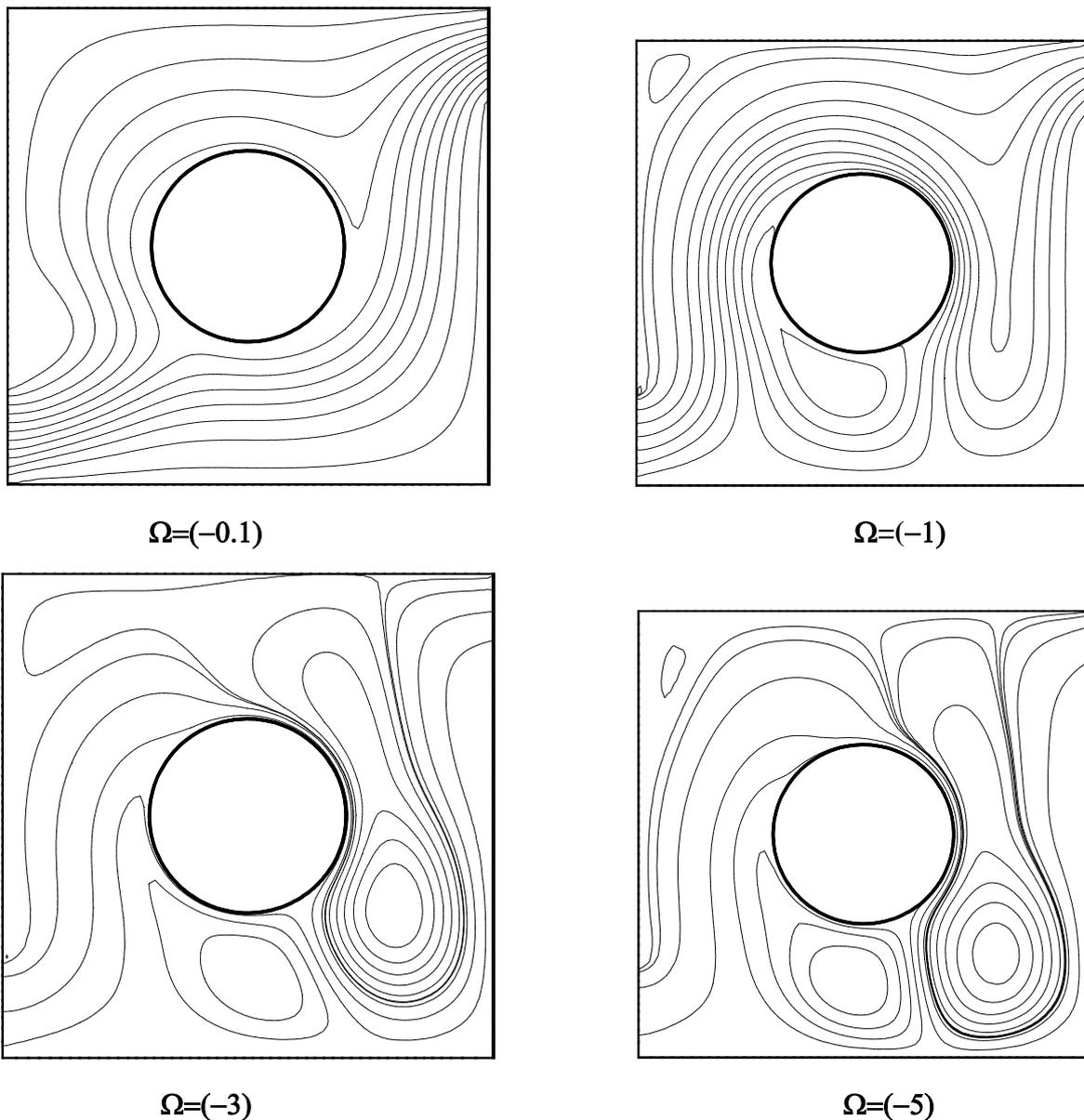
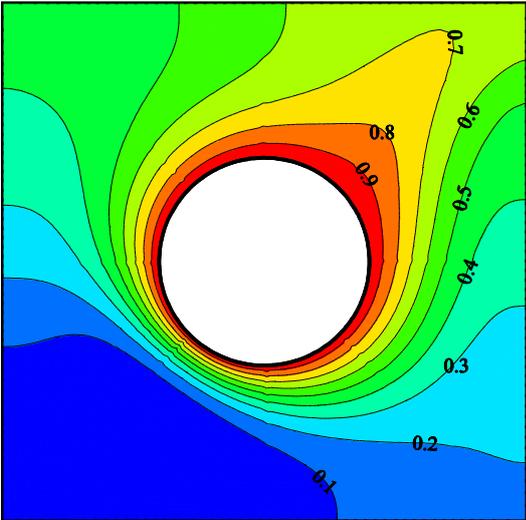
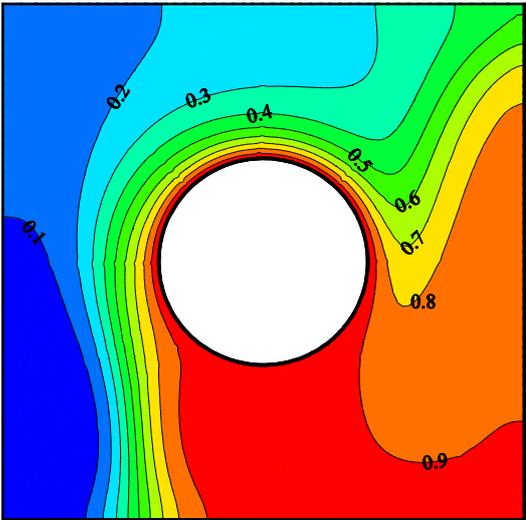


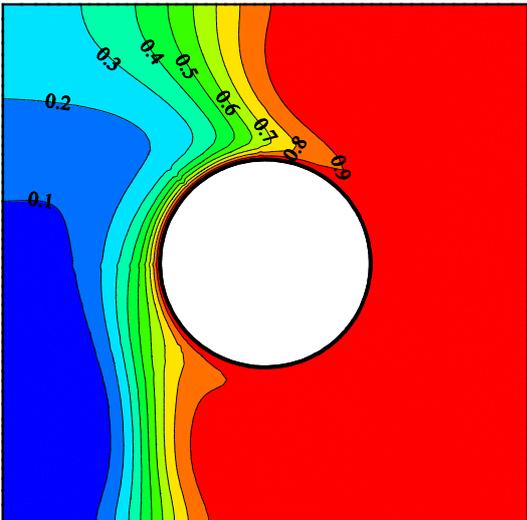
Figure III.7 :L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les fonctions de courant pour $Ri=1$



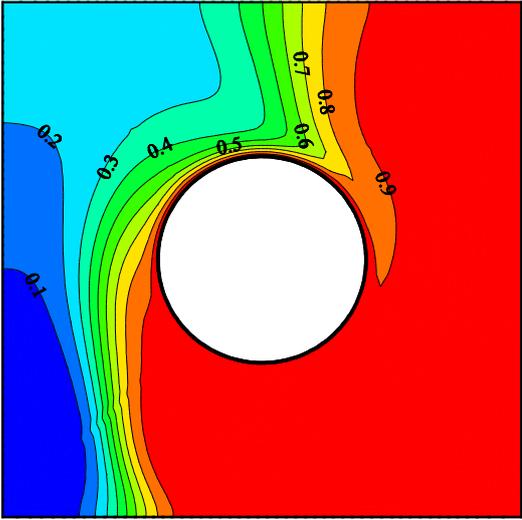
$\Omega=(-0.1)$



$\Omega=(-1)$



$\Omega=(-3)$



$\Omega=(-5)$

Figure III.8 :L'influence de la vitesse de rotation de cylindre sur les isothermes pour $Ri=1$

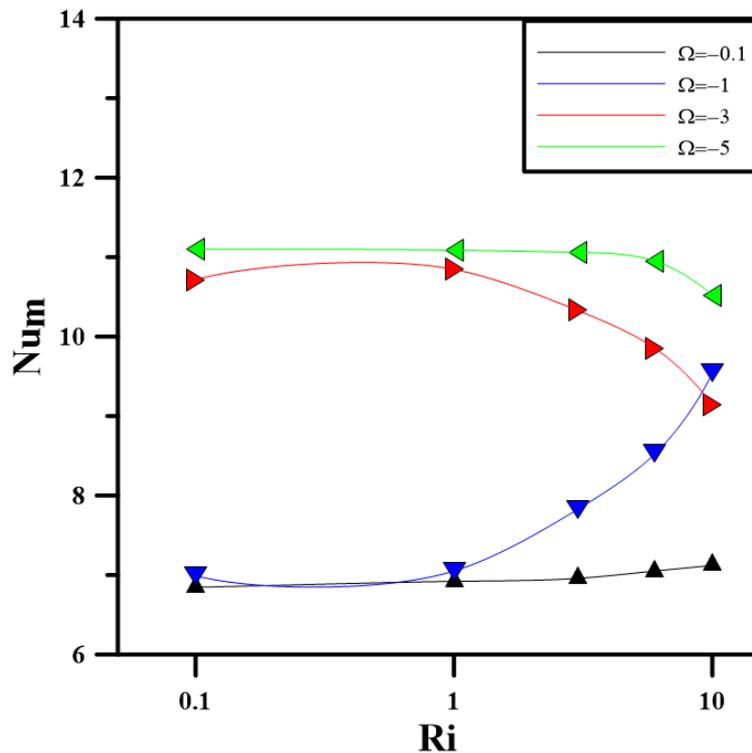


Figure III.9: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différentes vitesses de rotations.

III.4.3 Influence de la position du cylindre dans la cavité

Les effets de diverses positions du cylindre dans la cavité sont représentés sur les **figures [III.10] et [III.11]** sous formes de ligne de courant et Isothermes pour un nombre de Richardson $Ri=1$ et vitesse de rotation de cylindre $\Omega=1$.

La première position du cylindre est sur le coin gauche supérieur de la cavité, on remarque que les isothermes sont concentrés sur la partie supérieure de la cavité d'une manière diagonale proche du cylindre avec une grosse zone froide (Partie Bleue) au-dessus de la cavité. De la même manière pour les lignes de courant qui forment des lignes diagonales serré à l'entrée de la cavité et ouverte au milieu avec deux zones de recirculation formées l'une au-dessus du cylindre et l'autre sur le coin inférieure côté droite de la cavité.

La deuxième position du cylindre est située sur le coin supérieur côté droite, on constate que les isothermes sont concentrés sur le cylindre, la zone froide est dominante. Les lignes de courant sont serrées sur le cylindre avec deux zones de recirculation apparues.

En changeant la position du cylindre vers le coin inférieure de la cavité côté gauche, les isothermes se concentrent sur le cylindre du côté de l'entrée de l'air froid. On observe que la

zone chaude est la dominante dans cavité. La même observation pour les lignes de courant qui sont serrées à l'entrée sans aucune zone de recirculation constatée.

La dernière position se trouve au coin de la cavité côté droite, les isothermes sont toujours concentrées sur le cylindre et la zone froide est la dominante dans la cavité. Les lignes de courant forment des lignes du sens diagonal reliant l'entrée et la sortie de la cavité, des zones de recirculation observées sur le côté supérieur gauche de la cavité.

La **figure [III.12]** représente les nombres de Nusselt moyen en fonction du nombre de Richardson pour les différentes positions à une vitesse de rotation du cylindre constante $\Omega=1$. On remarque que quel que soit la position du cylindre dans la cavité, le nombre de Nusselt moyen augmente en fonction du nombre de Richardson sauf pour les positions proches de l'entrée et de sortie le taux de transfert de chaleur reste constant.

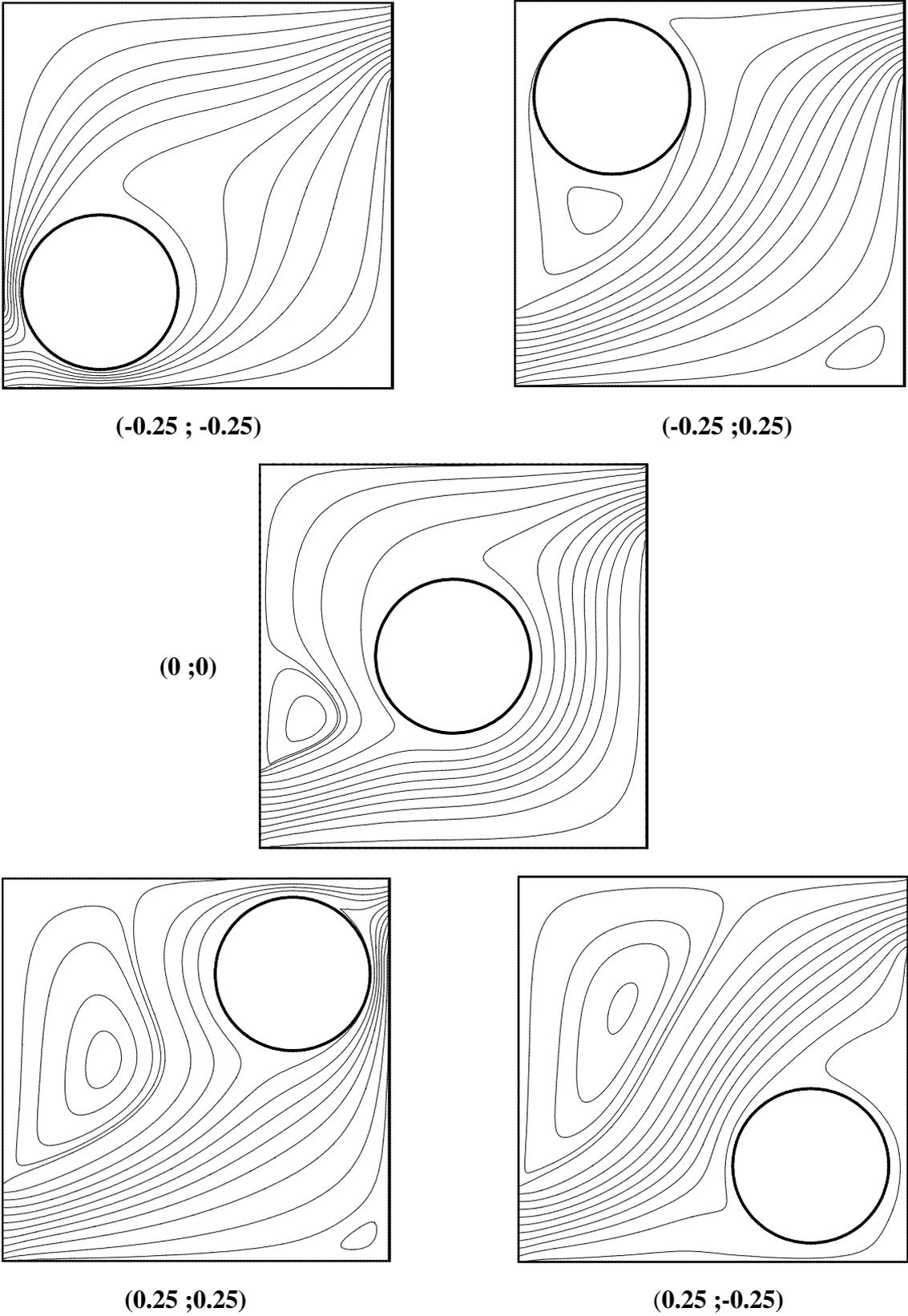


Figure III.10 :L'influence de la position de cylindre sur les fonctions de courants avec $Ri=1 ; \Omega=0.1$.

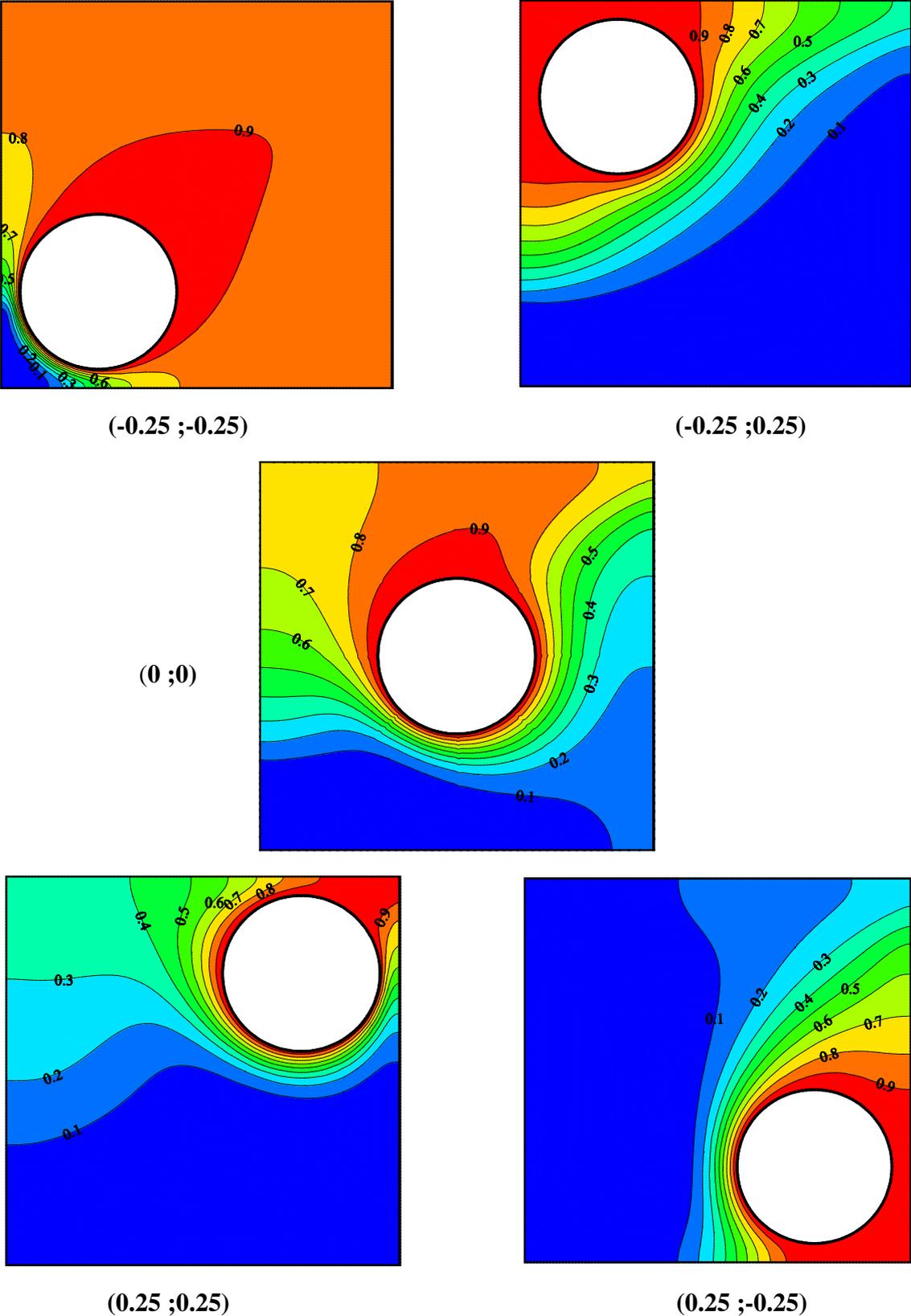


Figure III.11:L'influence de la position de cylindre sur les isothermes avec $Ri=1$; $\Omega=0.1$.

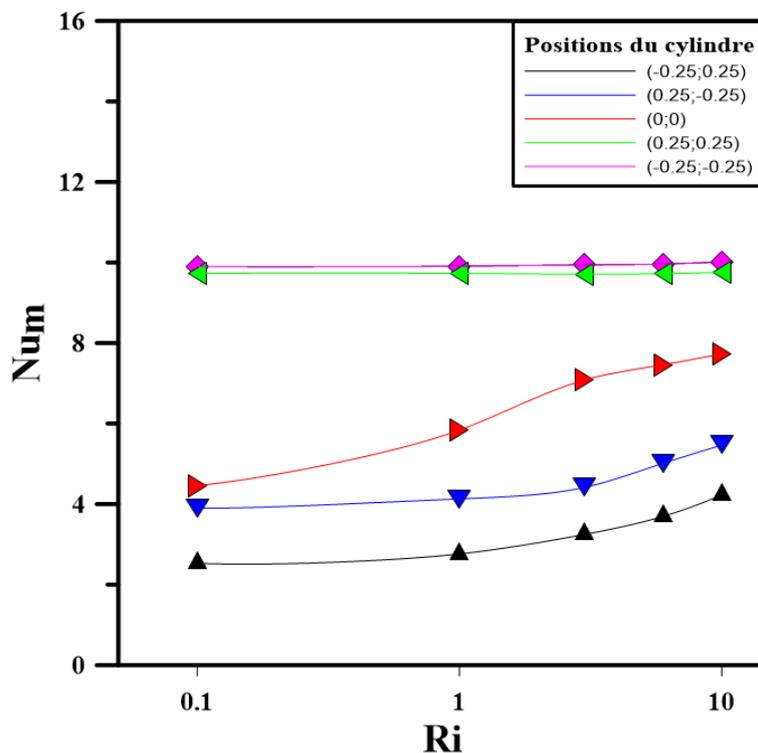


Figure III.12 : Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différentes positions.

III.4.4 . Influence de la variation du diamètre du cylindre

Les figures [III.13] et [III.14] représentent les lignes de courants et isothermes pour divers diamètres du cylindre à nombre de Richardson ($Ri=10$) et vitesse de rotation du cylindre ($\Omega=0.1$).

Pour un diamètre $D=0.1$, les isothermes sont concentrées autour du petit cylindre avec une grosse zone froide au-dessus du cylindre. La Structure d'écoulement dans la cavité est Principale, les lignes sont ouvertes reliant l'entrée et la sortie, les zones de recirculation sont formées sur le côté gauche du cylindre.

En augmentant le diamètre du cylindre à $D=0.2$, on constate une faible déconcentration des isotherme autours du cylindre, la zone froide diminue par contre la zone chaude s'agrandit cela concerne le champ thermique. Sur le champ dynamique on remarque la formation des zones de recirculation l'une sur le côté gauche du cylindre et l'autre proche de la sortie de la cavité. La zone apparue proche à l'entrée dans le cas précédent disparaît.

Pour $D=0.3$ Le nombre de zone de recirculation reste constant, pas de grands changement sur les lignes de courant. Par contre, sur le champ thermique on observe la zone chaude se grandit encore à mesure de l'augmentation du diamètre.

La dernière valeur du diamètre est $D=0.4$, la zone chaude devient la dominante sur la zone froide. Deux zones de recirculation apparues sur le côté gauche du cylindre entouré d'un grand vortex. Nous pouvons conclure qu'à chaque augmentation du diamètre du cylindre engendre une augmentation de la zone chaude au sein de la cavité.

La **figure [III.15]** représente le nombre de Nusselt moyen de la source de chaleur en fonction du nombre de Richardson pour les différents diamètres. On remarque que le nombre de Nusselt moyen augmente en fonction du nombre de Richardson quel que soit le diamètre du cylindre.

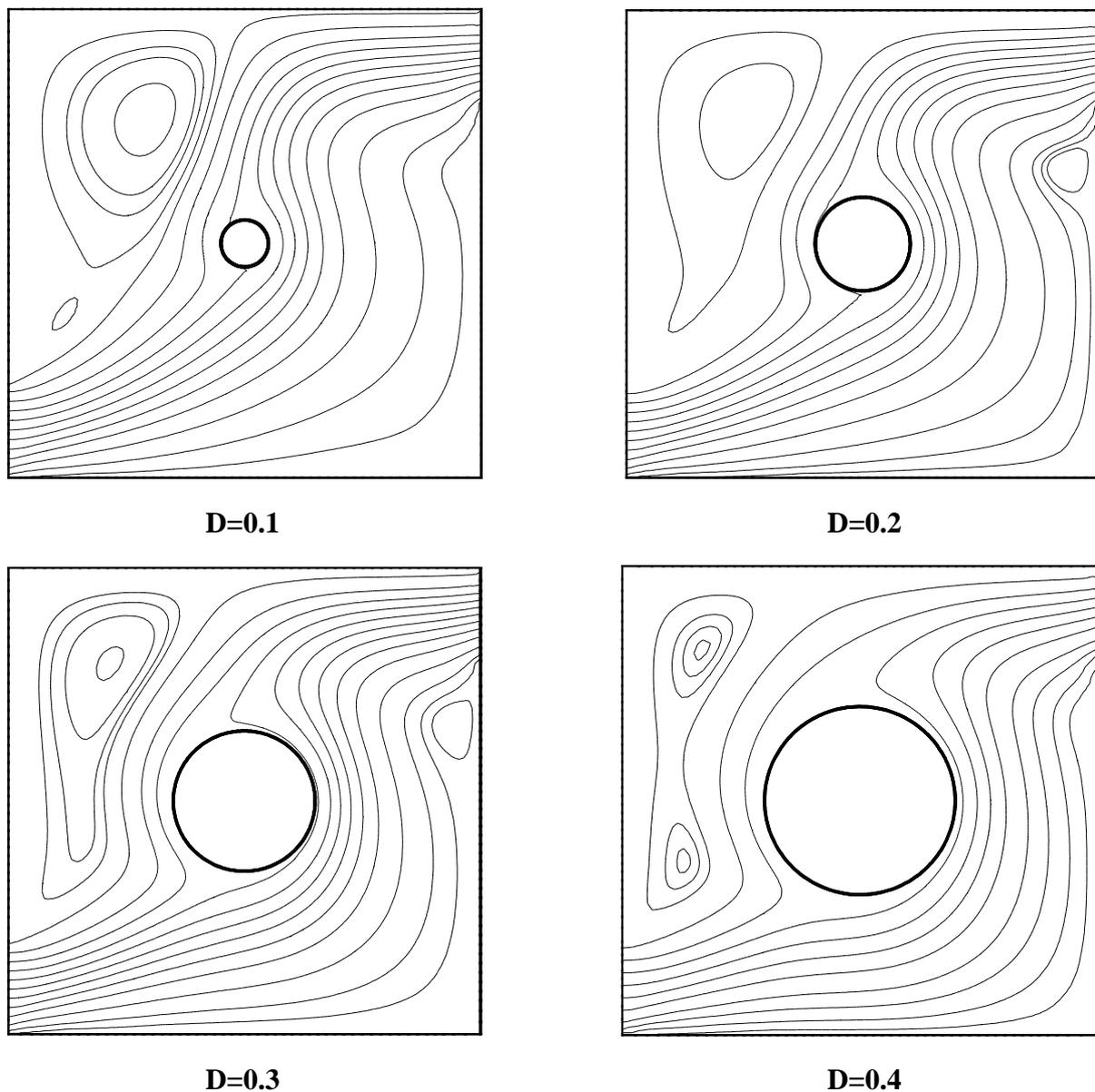
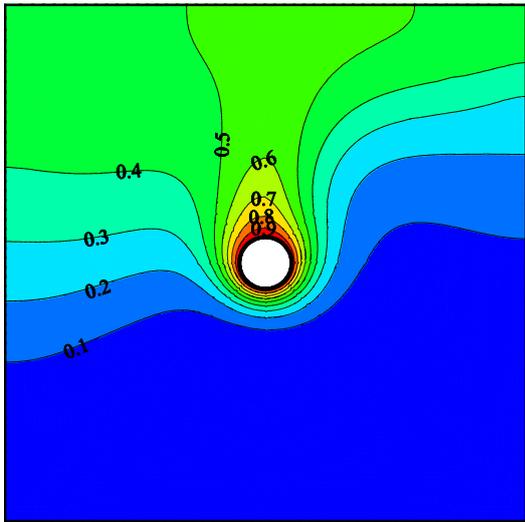
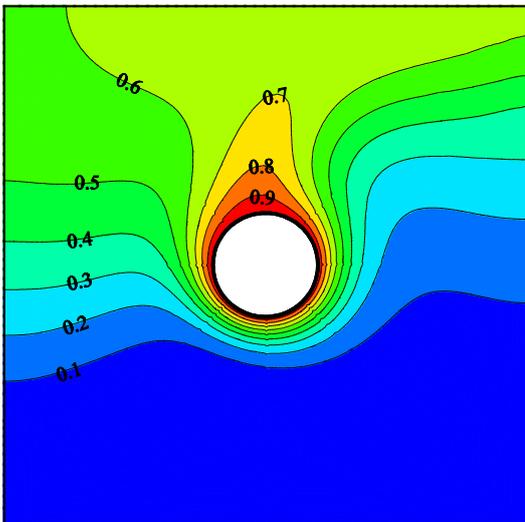


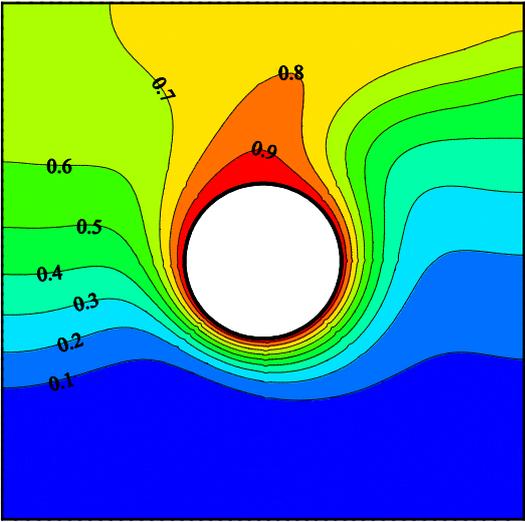
Figure III.13 :L'influence de la position de cylindre sur les fonctions de courants pour $Ri=10$; $\Omega=0.1$.



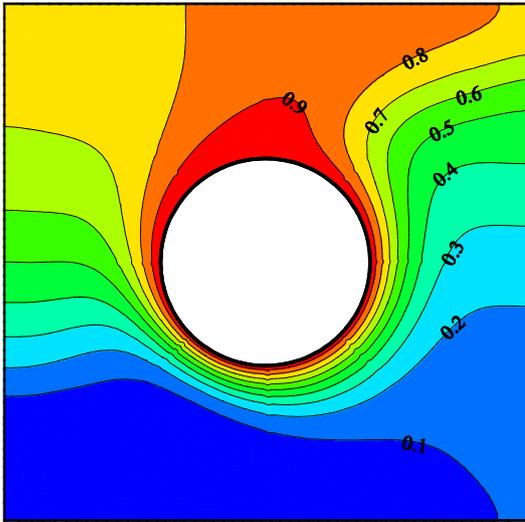
D=0.1



D=0.2



D=0.3



D=0.4

Figure III.14:L'influence de diamètre de cylindre sur les isothermes $Ri=10$; $\Omega=0.1$.

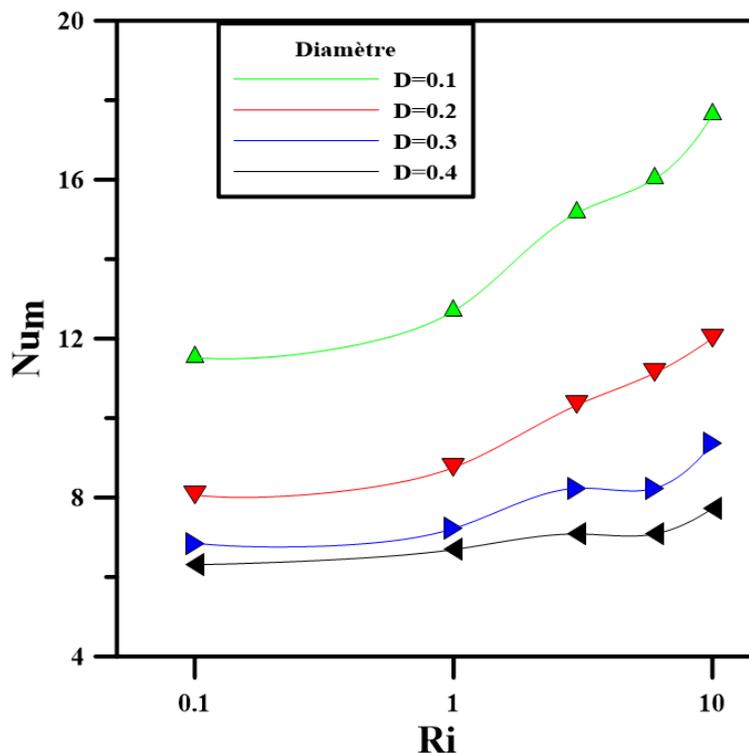


Figure III.15: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différents diamètres de cylindre.

III.4.5 Influence du nombre de cylindre dans la cavité

Les figures ci-dessus représente les lignes de courant et isothermes pour le cas de deux et Quatre cylindre dans la cavité pour un nombre de Richardson $Ri=10$ et une vitesse de rotation du cylindre $\Omega=0.1$.

Sur le champ thermique on constate que l'augmentation du nombre de cylindre cause l'élargissement de la zone chaude dans la cavité. Sur le champ dynamique, pour le cas de deux cylindres on remarque que les lignes de courant sont ouvertes reliant l'entrée de la cavité avec la sortie. Pour le cas de quatre cylindres on constate que l'écoulement est entraîné par le nombre de cylindre avec une zone de recirculation formée au-dessus du cylindre supérieur du côté gauche.

Concernant la **figure [III.18]** représente le nombre de Nusselt moyen au niveau du cylindre en fonction nombre de Richardson pour différents nombres de cylindres. On constate que pour le cas de un cylindre dans la cavité le nombre de Nusselt augmente en fonction du nombre de Richardson et pour le cas de deux et quatre cylindres le nombre de Nusselt diminue en fonction de nombre de Richardson. Donc les cylindres jouent le rôle d'obstruction de fluide

qui est l'air (froid), L'augmentation de nombre de cylindre engendre augmentation de température au sein de la cavité.

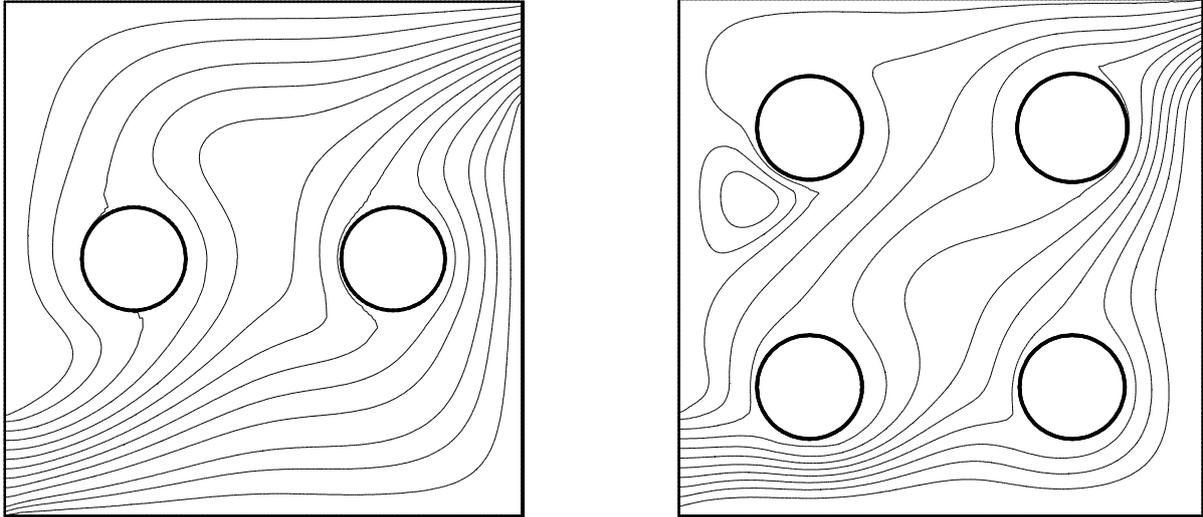


Figure III.16 :L'influence de nombre de cylindre sur les fonctions de courants avec $Ri=10$ et $\Omega=0.1$.

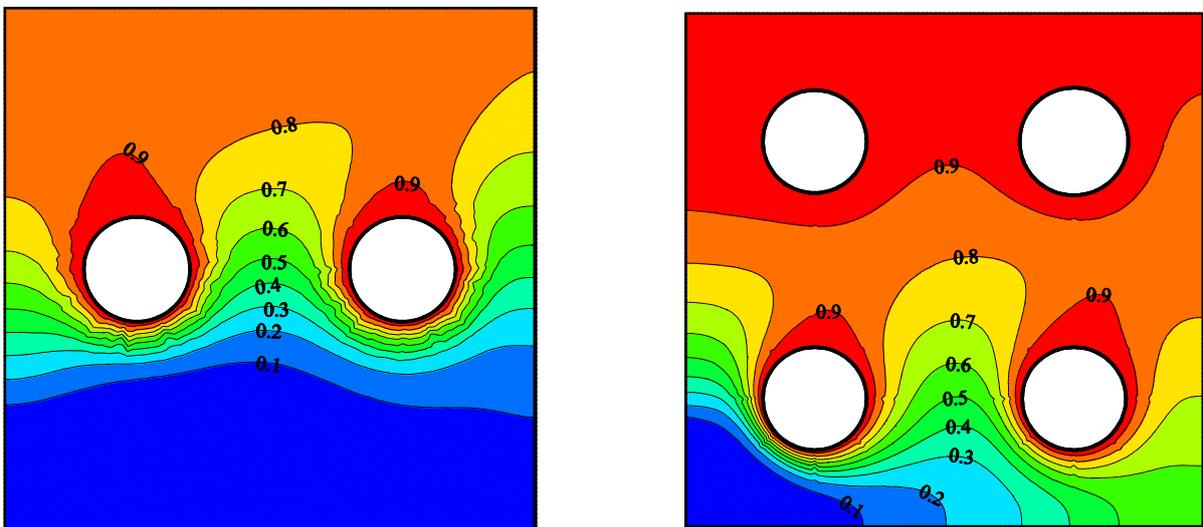


Figure III.17 :L'influence de nombre de cylindre sur les isothermes avec $Ri=10$ et $\Omega=0.1$.

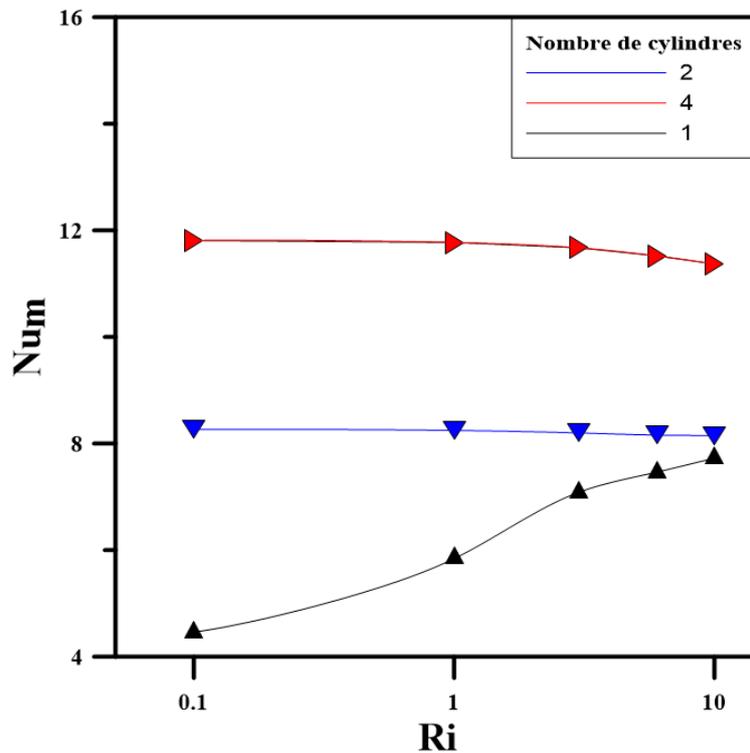


Figure III.18: Influence de nombre de Nusselt moyen en fonction de nombre de Richardson pour les différents nombres de cylindre.

III.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à la convection mixte dans une cavité carrée ventilée menée d'un cylindre tournant chauffé. L'influence de différents paramètres tels que, la vitesse de rotation du cylindre dans les deux sens (positif et négatif), le diamètre du cylindre, le nombre de cylindre dans la cavité et la position du cylindre sur le comportement thermique et dynamique de l'écoulement. Les principaux résultats sont résumés comme suit ;

- La structure hydrodynamique et thermique dépend fortement de l'ensemble des paramètres étudiés (Ri , D , position...)
- L'augmentation de nombre Richardson entraîne une amélioration du transfert de chaleur.
- Le taux de transfert de chaleur augmente avec la vitesse de rotation du cylindre
- Le nombre de Nusselt moyen augmente avec la diminution de diamètre du cylindre
- Le Nusselt de Nusselt moyen est optimal pour des positions du cylindre proche de l'entrée et de la sortie.
- L'utilisation de plusieurs cylindres dans la cavité est un mauvais choix, car il entraîne une diminution du taux de transfert de chaleur.

Conclusion générale

Conclusion générale

Le travail réalisé dans le cadre de mémoire est destiné pour mieux comprendre le processus de la convection mixte dans une cavité carrée avec un cylindre tournant chauffée qui est considéré comme la source de chaleur dans la cavité. Les parois sont supposées adiabatiques vis-à-vis avec le milieu extérieur. Le fluide de travail est l'air supposé transparent.

En basant sur la méthode des volumes finis et l'algorithme SIMPLE pour simplifier et discrétiser les équations gouvernantes du système qui sont les équations de conservation de masse, la quantité de mouvement et de l'énergie.

À l'aide d'un programme qui fonctionne selon la méthode des volumes fini et l'algorithme SIMPLE, on a réalisé toute les simulations. On a réussi a déterminé les contours des isothermes, les lignes de courants ainsi que les variations du nombre de Nusselt moyen.

D'abord, la première étape dans cette étude est de valider le modèle mathématique adopté par le code de calcul, toute en comparant nos résultats avec celles de la littérature et un bon accord a été trouvé entre nos simulations avec celles de ces derniers. Par la suite, nous avons examiné les effets de certains paramètres influents sur l'écoulement et le transfert thermique dont : la vitesse de rotation, variation de diamètre, la position et le nombre du cylindre.

L'analyse des résultats obtenus par les différentes simulations montrent que :

- ✓ L'augmentation de la vitesse de rotation entraine une amélioration sur le transfert de chaleur.
- ✓ Pour assurer un meilleur refroidissement, le petit diamètre est le meilleur choix.
- ✓ La position la plus favorable du cylindre est celle en bas proche de l'entrée car le nombre de Nusselt moyen est important.
- ✓ L'utilisation de plusieurs cylindres est un mauvais choix.

Enfin, à la lumière de cette étude, les paramètres géométriques et les propriétés thermo-physiques du fluide influent considérablement sur le transfert de chaleur.

La présente étude aspire à être poursuivie dans le but d'approfondissement, en considérant d'autres fluides, des géométries tridimensionnelles et pour d'autres régimes

d'écoulements beaucoup plus représentatif en vue de cerner la zone de transition vers le turbulent.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] O. S. K.Bouraour, «Simulation numerique de la convection mixte turbulent dans une cavite ventilee,» *Algerian Journal of Applied Fluid Mechanics* , vol. 1, pp. 1718-5130, 2008.
- [2] M. e. L. T. Safi, «Development of thermal stratification in a two-dimensional cavity:a numerical study,» vol. 14, pp. 2017-2024, 1994.
- [3] M. H. Abdelghani Raji, «Corrélations en convection mixte dans des cavités ventilées,» vol. 37, pp. 874-884, 1998.
- [4] M. A.Raji, «Numerical study of natural convection dominated heat transfer in a ventilated cavity:Case of forced flow playing simultaneous assisting and opposing roles,» vol. 29, pp. 1174-1181, 2008.
- [5] M. M.M.Rahman, «numerical study of opposing mixed convection in a vented enclosure,» *ARPJ Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 2, pp. 1819-6608, 2007.
- [6] S. M.M.Rahman, «Effects of Reynolds and Prandtl number on mixed convection in a ventilated cavity with a heat-generating solid circular block,» vol. 36, pp. 2056-2066, 2012.
- [7] S. E. S.Hussain, «Entropy generation anaysis in MHD miixed convection of hybrid nanofluid in an open cavity with a horizontal channel containing an adiabatic obstacle,» vol. 114, pp. 1054-1066, 2017.
- [8] M. A. S. Akand W.Islam, «Mixed convection in a lid driven square cavity with an isothermally heated square blockage inside,» vol. 55, pp. 5244-5255, 2012.
- [9] B. a. O. M.ADNANI, «Convection Mixte Dans Une Cavité Carré En Présence D'un Bloc Soumis à une Température Froide,» pp. 25-26, 2017.

- [10] M. A. D. A. Abouei Mehrizi, «Mixed convection heat transfer in ventilated cavity with hot obstacle :Effect of nanofluid and outlet port location,» vol. 39, pp. 1000-1008, 2012.
- [11] H. K.M.Gangawane, «Mixed convection in lid-driven cavity containing triangular block with constant heat flux:effect of location block,» *International Journal of Mechanical Sciences* , vol. 152, pp. 492-511, 2019.
- [12] D. C. B. M. Satish Kumar Gupta, «Investigation of mixed convection in a ventilated cavity in the presence of a heat conducting circular cylinder,» vol. 67, pp. 52-74, 2015.
- [13] M. M. M.A.H. Mamun, «A numerical study on the effect of a heated hollow cylinder on mixed convection in a ventilated cavity,» vol. 37, pp. 1326-1334, 2010.
- [14] M. a. Y. G.F.Zheng, «A numerical study on mixed convection in a lid-driven cavity with a circular cylinder,» vol. 27, pp. 273-286, 2013.
- [15] S. K. K.Khanafer, «Mixed convection heat transfer in a differentially heated cavity with two rotating cylinders,» *International Journal of Thermal Sciences* , vol. 135, pp. 117-132, 2019.
- [16] O. R. A. Omar Mohammed Ali, «Mixed convection heat transfer from two aligned horizontal heated cylinders in a vented square enclosure,» vol. 25, n° 1101041, 2021.
- [17] M. A.I.Rais, «influence of heat generation/absorption on mixed convective flow in a lid-driven chamber with isothermal rotating cylinder,» *Annals of Nuclear Energy*, vol. 182, n° 1109596, 2023.
- [18] H. F. Fatih Selimenfendigil, «Forced convection of ferrofluids in a vented cavity with a rotating cylinder,» *International Journal of Thermal Sciences* , vol. 86, pp. 258-275, 2014.
- [19] D. C. Sudiapta Ray, «MHD mixed convection in lid-driven cavity including heat conducting circular solid and corner heaters with joule heating,» *International Communications in Heat and Mass Transfer* , vol. 57, pp. 200-207, 2014.

- [20] U. F. G. J. A. A. N. S. B. M. M. Aissa Abderrahmane, «Analysis of mixed convection pf a power-law-non-newtonian nanofluid through a vented enclosure with rotating cylinder under magnetic field,» *Annals of nuclear Energy* , vol. 178, pp. 109-339, 2022.
- [21] S.V.Patankar, Patankar Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, 1980.

ANNEXE A

Annexe A : Propriété d'air à pression atmosphérique

T	C_p	ρ	μ	ν	λ	Pr
°C	J/kg·°C	kg/m ³	kg/s·m	m ² /s	W/m·°C	
-40	1006.0	1.5141	15.17x10 ⁻⁶	10.02x10 ⁻⁶	0.02086	0.731
-30	1005.8	1.4518	15.69x10 ⁻⁶	10.81x10 ⁻⁶	0.02168	0.728
-10	1005.6	1.3414	16.71x10 ⁻⁶	12.46x10 ⁻⁶	0.02329	0.721
0	1005.7	1.2923	17.20x10 ⁻⁶	13.31x10 ⁻⁶	0.02408	0.718
10	1005.8	1.2467	17.69x10 ⁻⁶	14.19x10 ⁻⁶	0.02487	0.716
20	1006.1	1.2042	18.17x10 ⁻⁶	15.09x10 ⁻⁶	0.02564	0.713
30	1006.4	1.1644	18.65x10 ⁻⁶	16.01x10 ⁻⁶	0.02638	0.712
40	1006.8	1.1273	19.11x10 ⁻⁶	16.69x10 ⁻⁶	0.02710	0.710
50	1007.4	1.0924	19.57x10 ⁻⁶	17.92x10 ⁻⁶	0.02781	0.709
60	1008.0	1.0596	20.03x10 ⁻⁶	18.90x10 ⁻⁶	0.02852	0.708
80	1009.5	0.9995	20.92x10 ⁻⁶	20.92x10 ⁻⁶	0.02991	0.706
90	1010.3	0.9721	21.35x10 ⁻⁶	21.96x10 ⁻⁶	0.03059	0.705
100	1011.3	0.9460	21.78x10 ⁻⁶	23.02x10 ⁻⁶	0.03127	0.704
120	1013.4	0.8679	22.62x10 ⁻⁶	25.19x10 ⁻⁶	0.03261	0.703
130	1014.6	0.8756	23.02x10 ⁻⁶	26.31x10 ⁻⁶	0.03328	0.702
140	1015.9	0.8544	23.44x10 ⁻⁶	27.44x10 ⁻⁶	0.03349	0.702
150	1017.2	0.8342	23.84x10 ⁻⁶	28.58x10 ⁻⁶	0.03459	0.701
160	1018.6	0.8150	24.24x10 ⁻⁶	29.75x10 ⁻⁶	0.03525	0.701
170	1020.1	0.7966	24.63x10 ⁻⁶	30.93x10 ⁻⁶	0.03589	0.700
180	1021.7	0.7790	25.03x10 ⁻⁶	32.13x10 ⁻⁶	0.03654	0.700
190	1023.3	0.7622	25.41x10 ⁻⁶	33.34x10 ⁻⁶	0.03718	0.699
200	1025.0	0.7561	25.79x10 ⁻⁶	34.57x10 ⁻⁶	0.03781	0.699
220	1028.6	0.7158	26.54x10 ⁻⁶	37.08x10 ⁻⁶	0.03908	0.699
240	1032.4	0.6879	27.27x10 ⁻⁶	39.65x10 ⁻⁶	0.04033	0.698
250	1034.4	0.6748	27.64x10 ⁻⁶	40.96x10 ⁻⁶	0.04095	0.698
280	1040.7	0.6382	28.70x10 ⁻⁶	44.97x10 ⁻⁶	0.04279	0.698
300	1045.2	0.6159	29.39x10 ⁻⁶	47.72x10 ⁻⁶	0.04401	0.698
350	1056.8	0.5665	31.07x10 ⁻⁶	54.85x10 ⁻⁶	0.04692	0.700

Résumé

Le travail exposé dans ce mémoire, porte sur la convection mixte dans des cavités carrées avec un cylindre tournant chauffée, toutes les parois de la cavité sont supposées adiabatiques vis-à-vis avec le milieu extérieur. Un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernante avec les conditions aux limites appropriées. Les résultats obtenus montrent que la vitesse de rotation, le diamètre, le nombre et la position du cylindre ont un effet considérable sur la structure de l'écoulement et ainsi sur la température au sein de la cavité.

Mots clés : Convection mixte, cavité carrée, cylindre tournant, Simulation Numérique

Abstract

The work presented in this thesis deals with mixed convection in square cavities with a heated rotating cylinder, where all cavity walls are assumed adiabatic with the external environment. A computational program based on the finite volume method was used to discretize the governing equations with the appropriate boundary conditions. The results obtained show that the rotational speed, diameter, number and position of the cylinder have a considerable effect on the flow structure and hence on the temperature within the cavity.

Keywords: Mixed convection, square cavity, rotating cylinder, Numerical Simulation.

Résumé

Le travail exposé dans ce mémoire, porte sur la convection mixte dans des cavités carrées avec un cylindre tournant chauffée, toutes les parois de la cavité sont supposées adiabatiques vis-à-vis avec le milieu extérieur. Un programme de calcul basé sur la méthode des volumes finis, a été utilisé pour la discrétisation des équations gouvernante avec les conditions aux limites appropriées. Les résultats obtenus montrent que la vitesse de rotation, le diamètre, le nombre et la position du cylindre ont un effet considérable sur la structure de l'écoulement et ainsi sur la température au sein de la cavité.

Mots clés : Convection mixte, cavité carrée, cylindre tournant, Simulation Numérique

Abstract

The work presented in this thesis deals with mixed convection in square cavities with a heated rotating cylinder, where all cavity walls are assumed adiabatic with the external environment. A computational program based on the finite volume method was used to discretize the governing equations with the appropriate boundary conditions. The results obtained show that the rotational speed, diameter, number and position of the cylinder have a considerable effect on the flow structure and hence on the temperature within the cavity.

Keywords: Mixed convection, square cavity, rotating cylinder, Numerical Simulation.